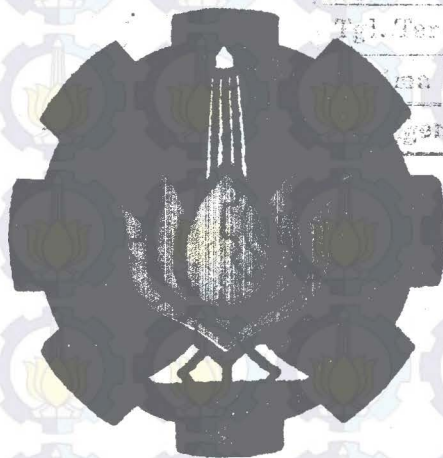


**TUGAS AKHIR**  
**TN 1701**

5058 / TS / H / 93 ✓

**ANALISA TEKNIS DAN EKONOMIS  
SISTIM INJEKSI BAHAN BAKAR  
PADA MOTOR DIESEL YANG SEJENIS**



PERPUSTAKAAN ITS	
Tgl. Terima	16 NOV 1992
No. Seri	H.
Angka Kip.	307 / TA.

25KE  
623.872.36

Isi

4-1

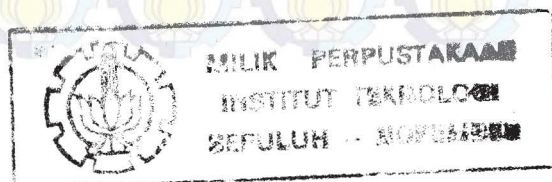
1992

Oleh:

**ISMANTO**

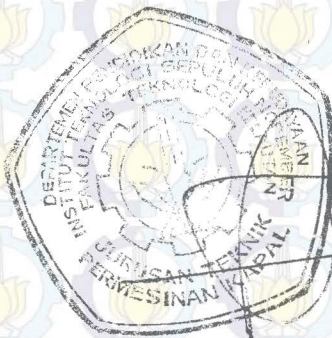
**NRP. 4874200164**

**JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL  
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA  
1992**



## LEMBAR PENGESAHAN

**Mengetahui / Menyetujui**  
**Dosen Pembimbing**



**( Ir. INDRAJAYA G., M.Sc. )**



## KATA PENGANTAR

Dengan mengucapkan puji syukur Alhamdulillah ke hadirat Tuhan Yang Maha Esa atas rahmat dan karuniaNya sehingga penulis telah berhasil menyelesaikan tugas akhir ini.

Adapun penyusunan tugas akhir ini dilakukan dalam rangka memenuhi persyaratan akademis di Fakultas Teknologi Kelautan jurusan Teknik Permesinan Kapal, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Bentuk dari tugas akhir ini adalah " *ANALISA TEKNIS DAN EKONOMIS PEMILIHAN SISTIM INJEKSI PADA MOTOR DIESEL SEJENIS* "

Dengan selesainya tugas akhir ini penulis mengucapkan terima kasih atas segala bantuan yang telah diberikan, kepada:

1. Bapak Ir. Bambang Supangkat selaku Ketua Jurusan Teknik Permesinan Kapal, FTK-ITS.
2. Bapak Ir. Buyung Farabi sebagai Dosen wali.
3. Bapak Ir. Indraajaya Gerianto Msc. sebagai Dosen pembimbing tugas akhir ini.
4. Ibu dan kakak kakakku yang telah memberikan dorongan semangat serta mengenang almarhum Ayahku tersayang.
5. Rekan - rekan yang telah ikut membantu penyelesaian tugas akhir ini.

Penulis menyadari bahwa penulisan tugas akhir ini

masih banyak kekurangannya, oleh karena itu penulis mengharapkan saran-saran dan kritik yang sifatnya membangun demi kesempurnaan tugas akhir ini.

Akhir kata penulis mohon maaf apabila ada kesalahan dalam penulisan tugas akhir ini.

Surabaya, 20 Juli 1992

Penulis



( ISMANTO )



## DAFTAR ISI

KATA PENGANTAR

HAL

DAFTAR ISI

DAFTAR NOTASI

DAFTAR GAMBAR

BAB I PENDAHULUAN

I- 1

1.1.Latar belakang

I- 1

1.2.Tujuan penulisan

I- 3

1.3.Batasan masalah

I- 3

BAB.II DASAR TEORI

II- 1

2.1.Kinematika fluida

II- 1

2.2.Fluida ideal

II- 1

2.3.Fluida nyata

II- 2

2.4.Sifat dan macam aliran fluida

II- 2

2.5.Bentuk aliran fluida

II- 4

2.6.Konsep aliran fluida dan persamaan persamaan

II- 5

dasar.

2.7.Kapasitas aliran dan kecepatan rata rata

II- 6

2.8.Persamaan kontinuitas

II- 7

2.9.Persamaan Bernoulli

II- 9

2.10.Pemakaian persamaan kontinuitas dan bernoulli

II-11

untuk aliran fluida melalui nosel

2.11.Karakteristik nozzle

II-15

2.12. Analisa thermodynamika.	II-18
2.13. Idealisasi proses	II-19
2.14. Pembakaran bahan bakar	II-22
2.15. Prosentase bahan bakar	II-23
2.16. Reaksi pembakaran	II-23
2.17. Diagram indikator untuk siklus diesel 4 langkah.	II-25
<b>BAB III HUBUNGAN INJEKTOR DAN RUANG BAKAR PADA</b>	
<b>SISTIM INJEKSI</b>	III- 1
3.1. Injektor	III- 1
3.2. Ruang bakar	III- 5
3.3. Hubungan injektor dan ruang bakar pada sistim injeksi bahan bakar	III-13
<b>BAB IV PEMBAHASAN MASALAH</b>	IV- 1
4.1. Beberapa pengaruh dari sistim injeksi	IV- 1
4.2. Perencanaan spesifikasi nozzle	IV- 4
<b>BAB V TINJAUAN EKONOMIS</b>	
5.1 Pertimbangan biaya	V- 1
5.2 Perawatan dan perbaikan	V- 2
5.3 Biaya operasional	V- 3
5.4 Perhitungan ekonomis	V- 4
<b>BAB VI KESIMPULAN</b>	VI- 1
<b>DAFTAR PUSTAKA</b>	
<b>LAMPIRAN</b>	



## DAFTAR GAMBAR

- Gambar 2.1 Bentuk deformasi dalam aliran fluida
- Gambar 2.2 Aliran fluida ideal dan nyata
- Gambar 2.3 Bentuk aliran streamline
- Gambar 2.4 Bentuk aliran pathline
- Gambar 2.5 Tabung dalam volume atur
- Gambar 2.6 Koordinat streamline
- Gambar 2.7 Internal flow melalui nozel dalam volume atur
- Gambar 2.8 Nozel dalam ruang bakar teoritis
- Gambar 2.9 Grafik jarak penetrasi terhadap tekanan injeksi
- Gambar 2.10 Grafik jarak penetrasi terhadap radius throats
- Gambar 2.11 Arah penyemprotan
- Gambar 2.12 Diagram siklus Otto, Diesel dan Gabungan
- Gambar 2.13 Proses isochorik
- Gambar 2.14 Proses isobarik
- Gambar 2.15 Proses isentropis
- Gambar 2.16 Siklus udara pada motor Diesel 4 tak
- Gambar 3.1 Bentuk nozel type pasak
- Gambar 3.2 Macam bentuk nozel katup jarum
- Gambar 3.3 Macam macam bentuk ruang bakar terbuka
- Gambar 3.4 Macam macam bentuk ruang bakar kamar muka
- Gambar 3.5 Macam macam bentuk ruang bakar kamar pusar
- Gambar 3.6 Macam macam bentuk ruang bakar lanova
- Gambar 3.7 Pancaran bahan bakar cair akibat tekanan injeksi yang tinggi
- Gambar 3.8 Ruang pusaran udara pada ruang bakar terbuka
- Gambar 3.9 Ruang pusaran udara pada ruang bakar kamar pusar
- Gambar 3.10 Ruang pusaran udara pada ruang bakar kamar muka

## DAFTAR NOTASI

A,B	Koefisien partikel gas	
An	Percepatan centrifugal pada aliran steady	$\text{m/s}^2$
At	Luas penampang throat	$\text{mm}^2$
Av	Luas penampang vena contracta	$\text{mm}^2$
Bhp	Break horse power	Hp
CV	Control volume	
Cc	Koefisien contracta	
Cv	Koefisien kecepatan	
Cp	Panas jenis pada tekanan konstan	
Cv	Panas jenis pada volume konstan	
Di	Diameter dalam aliran pipa	mm
Dt	Diameter throat	mm
G	Debit berat aliran	N/h
g	Percepatan grafitasi	$\text{m/s}^2$
h	entalpi	Btu
hp	Head perbedaan tekanan	bar
i	jumlah silinder	
K	Koefisien aliran	
k	Eksponen adiabatik udara	
L	Kebutuhan udara pembakaran sesungguhnya	$\text{kgudr/kgBB}$
Lo	Kebutuhan udara teoritis	$\text{kgmol/kgBB}$
M	Debit massa aliran	$\text{kg/h}$



m	Massa fluida	kg
(mCp)g	Mean molar heat capacity pada tekanan konstan	kcal/mol <sup>o</sup> C
(mCv)g	Mean molar heat capacity pada volume konstan	kcal/mol <sup>o</sup> C
Mg	Jumlah gas hasil pembakaran	mol/kgBB
Nb	Brake horse power	HP
Ni	Indicated horse power	HP
N	Putaran mesin	rpm
n	Arah sumbu gerak partikel fluida	
nl	Eksponen polytropik rata-rata	
P	Tekanan	kg/cm <sup>2</sup>
Pa	Tekanan udara awal kompresi	atma
Pb	Tekanan akhir ekspansi	atma
Pc	Tekanan akhir kompresi	atma
Pe	Mean efektif pressure	kg/cm <sup>2</sup>
Pit	Mean indicated pressure	kg/cm <sup>2</sup>
Po	Tekanan udara luar	atma
Psc	Tekanan udara bilas	atma
Q	Debit volume	m <sup>3</sup> /h
Ql	Nilai kalor bawah bahan bakar	kcal/kg
Q	Energi panas	kcal/kg
1	Koefisien velocity	
R	Jari jari	mm
Re	Reynold number	

S	Panjang lintasan koordinat streamline	mm
Sf	Konsumsi bahan bakar spesifik efektif	kg/HP.h
Sfi	Konsumsi bahan bakar spesifik indikator	kg/HP.h
Ta	Temperatur awal kompresi	° K
Tb	Temperatur akhir ekspansi	° K
Tc	Temperatur akhir kompresi	° K
To	Temperatur udara luar	° K
Tr	Temperatur residual gas	° K
Tsc	Temperatur air receiver	° K
t	Periode/waktu	dt
Δtw	Kenaikan suhu akibat gesekan piston dan dinding silinder	° K
U	Energi dalam	Btu
u	Kecepatan relatif	m/s
Vd	Volume displacement silinder	m <sup>3</sup>
v	Kecepatan rata rata	m/s
W	Energi dalam bentuk kerja	Btu
Wr	Berat residual gas	kg
x	Arah gerak terhadap sumbu x	
y	Arah gerak terhadap sumbu y	
z	Arah gerak terhadap sumbu z	
α	Excess air coefficient	
β	Arah sudut gerak pada koordinat streamline	
δ	Ekspansion degree	
ε	Perbandingan kompresi	



$\gamma$	Berat spesifik fluida
$\gamma_o$	Berat spesifik udara pada $P_o$ dan $T_o$
$\gamma_r$	Koefisien residual gas
$\eta_{ad}$	Effisiensi adiabatik
$\eta_m$	Effisiensi mekanis
$\eta_{ch}$	Charge efficiency
$\eta_i$	Indicated thermal efficiency
$\lambda$	Kenaikan tekanan pembakaran
$\mu$	Koefisien perbandingan molar akibat residual gas
$\mu_o$	Koefisien perbandingan molar
$\rho$	Preliminary ekspansi rasio
$\rho_1$	Density fluida
$\phi$	faktor koreksi
$\xi_z$	Koefisien penggunaan panas (heat utilyzation)
$\theta$	Derajat sudut engkol
$\varphi$	Arah sudut penyemprotan

## BAB I

### PENDAHULUAN

#### 1.1 Latar belakang

Sistim injeksi pada motor Diesel dibedakan menjadi 2 macam yaitu injeksi langsung dan injeksi tak langsung. Dimana kedua sistim injeksi tersebut jelas memiliki beberapa kelebihan dan kekurangan masing masing serta ciri yang khusus. Beberapa pertimbangan pemilihannya berdasarkan kesederhanaan konstruksi dan perlengkapan, keterandalan kondisi operasi, umur, mudahnya perawatan dan perbaikan serta harga.

Disamping itu penginjeksian bahan bakar memiliki persyaratan yang khusus yaitu :

1. Jumlah bahan bakar yang disemprotkan harus tepat.
2. Saat injeksi kedalam ruang bakar harus tepat.
3. Tekanan dan kecepatan penyemprotan harus tepat.
4. Distribusi yang merata kedalam ruang bakar.

Bentuk injektor dan ruang bakar adalah bagian yang presisi dan merupakan bagian yang tidak dapat dipisahkan karena prestasi dan unjuk kerja suatu motor Diesel juga tergantung dari injektor dan ruang bakarnya tersebut.

Maka sangatlah menarik untuk memperhatikan suatu sistim injeksi agar dapat memperoleh/memilih motor Diesel yang sebaik baiknya sesuai dengan keinginan.



Pada umumnya sistim injeksi langsung dipakai pada motor diesel putaran rendah dengan ruang bakar terbuka , karena pada ruang bakar terbuka pusaran udara yang terjadi tidak begitu kuat dibandingkan dengan sistim injeksi langsung dengan ruang bakar kamar muka atau turbulen.

Sedangkan sistim injeksi tak langsung banyak dipakai pada motor diesel putaran tinggi , karena pusaran udara didalam kamar muka maupun turbulen lebih kuat dibandingkan sistim injeksi langsung dengan ruang bakar terbuka sehingga pada ruang bakar terbuka tidak dapat menjamin jumlah campuran udara dan bahan bakar dengan baik pada putaran tinggi selama periode persiapan pembakaran.

Tetapi pada kenyataanya ada beberapa mesin diesel putaran tinggi dengan sistim injeksi langsung dan ruang bakar terbuka mampu memperbaiki pencampuran bahan bakar dan udara dengan baik , bahkan memiliki banyak keunggulan secara teknis dan ekonomis, yaitu dengan jalan mengandalkan pada karakteristik dari penyemprot bahan bakar dalam hal : Pengabutan (atomisasi), distribusi dan penetrasi bahan bakar didalam silinder dengan sebaik baiknya.

Bertitik tolak dalam hal diatas maka penulis mencoba menganalisa karakteristik sistim injeksi yang dipakai ,serta beberapa pengaruh sistim injeksi terhadap prestasi dari motor diesel .

Untuk memperoleh perbedaan yang jelas terhadap pengaruh sistim injeksi maka dipakai analisa terhadap motor diesel yang sejenis dalam arti type motor diesel sama ,

yaitu putaran tinggi, dimensi silinder dan langkah torak sama.

## I.2 TUJUAN PENULISAN

- Mengetahui pengaruh sistim injeksi terhadap prestasi dari motor diesel.
- Memberikan dasar dasar pemilihan sistim injeksi yang sesuai untuk kebutuhan motor diesel yang akan di pakai.
- Menentukan spesifikasi injektor yang tepat untuk suatu motor diesel.
- Mengetahui kelebihan dan kekurangan dari sistim injeksi yang akan dipakai pada motor diesel.

## I.3 BATASAN MASALAH

- Analisa dilakukan pada motor diesel yang sejenis dalam arti putaran tinggi , dimensi silinder dan langkah toraknya
- Kondisi motor diesel dalam kondisi baik khususnya didaerah ruang bakar dan injektornya.
- Jenis dan karakteristik dari bahan bakar yang dipakai sama.
- Kondisi lingkungan sama (temperatur dan tekanan) udara.
- Pembahasan di titik beratkan pada karakteristik injektor

## I.4 METODE PENULISAN

- Studi literatur untuk mendapatkan dasar dasar teori yang menunjang guna melakukan analisa.
- Studi lapangan untuk memperoleh data data yang diperlukan.

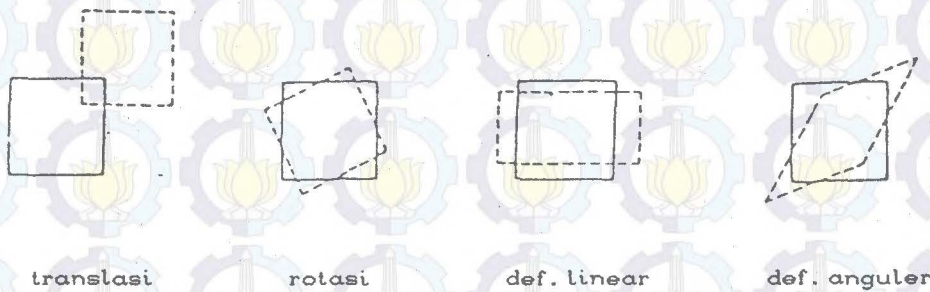


## BAB II

### DASAR TEORI

#### 2.1 KINEMATIKA FLUIDA

Bila sebuah elemen fluida bergerak didalam medan aliran maka berbagai kemungkinan akan terjadi . Kemungkinan akan mengalami translasi, rotasi dan deformasi linier maupun angular (deformasi sudut) . Untuk translasi maupun rotasi yang murni, tidak akan terjadi deformasi. (ref.1)

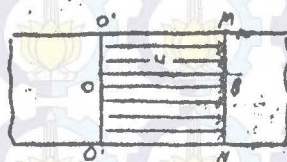


Gambar 2.1 Bentuk deformasi dalam aliran fluida

Dalam membicarakan gerakan/aliran elemen fluida , penting sekali untuk mengenal suatu aliran yang disebut aliran fluida ideal . Hal ini merupakan kondisi yang tidak mungkin terjadi, tetapi dalam banyak masalah mekanika fluida, diasumsikan aliran fluida sebagai fluida ideal , untuk pemecahan masalah masalah tersebut, karena pada kenyataannya aliran fluida nyata (real fluid) sulit diketahui karakteristik dan sifat sifatnya tanpa mengadakan percobaan percobaan yang teliti.

## 2.2 FLUIDA IDEAL

Aliran fluida ideal adalah aliran fluida dalam saluran lurus dan seluruh partikel yang bergerak kecepatannya sama. Fluida yang mengalir tidak mempunyai kekentalan. (ref 2)



fluida ideal



fluida nyata

Gambar 2.2 Aliran fluida a) ideal b) nyata

## 2.3 FLUIDA NYATA

Aliran fluida nyata adalah aliran fluida dalam saluran lurus dengan kecepatan yang tidak sama dalam suatu permukaan kecepatan pada daerah dekat dinding mendekati 0. Jika memperhatikan aliran fluida nyata pengaruh kekentalan harus diperhitungkan dalam permasalahan. Pada fluida nyata timbul tegangan geser antara partikel partikel fluida ketika partikel tersebut bergerak.

## 2.4 SIFAT DAN MACAM MACAM ALIRAN

### 2.4.1. Aliran viscous : (ref 1)

adalah aliran fluida yang kecepatannya diatas suatu permukaan padat yang tak bergerak adalah 0 atau untuk fluida viscous tak terjadi slip pada bidang tempatnya mengalir.



#### 2.4.2 Aliran inviscous :

adalah aliran fluida yang viscositasnya o sama halnya dengan fluida ideal.

#### 2.4.3 Aliran compresibel :

adalah aliran fluida dimana perubahan variasi densitinya cukup besar, misalnya aliran udara tekan dari botol angin biasanya berlaku pada gas gas .

#### 2.4.4 Aliran incompresibel :

adalah aliran fluida dimana perubahan variasi densitinya dapat diabaikan , biasanya terjadi pada fluida cair atau udara dan gas gas pada kecepatan rendah.

#### 2.4.5 Aliran laminar :

adalah aliran fluida struktur alirannya terdiri dari pada gerakan partikel partikel fluida yang berlapis lapis lurus secara teratur atau bisa diketahui dengan bilangan reynold , laminar untuk  $Re < 2000$

#### 2.4.6 Aliran turbulen :

adalah aliran fluida dimana struktur alirannya terdiri dari gerakan gerakan partikel partikel fluida dalam bentuk random (acak), partikel partikel yang bergerak tersebut saling mengisi pada badan aliran atau bisa dinyatakan dengan bilangan reynold , turbulen untuk  $Re > 2000$

#### 2.4.7 Aliran steady :

(ref 2)

Bila aliran dalam segala kondisi pada semua titik

(tempat) dalam arus. tetap konstan terhadap waktu .

$\delta v / \delta t = 0$  ;  $\delta p / \delta t = 0$  ;  $\delta \rho / \delta t = 0$  ;  $\delta Q / \delta t = 0$  biasanya pada aliran laminar.

#### 2.4.8 Aliran unsteady :

adalah bila aliran dalam sembarang titik keadaan fluida berubah bersama waktu .

#### 2.4.9 Aliran uniform :

adalah suatu aliran yang mana arah dan kecepatannya sama disetiap titik dalam fluida tersebut.

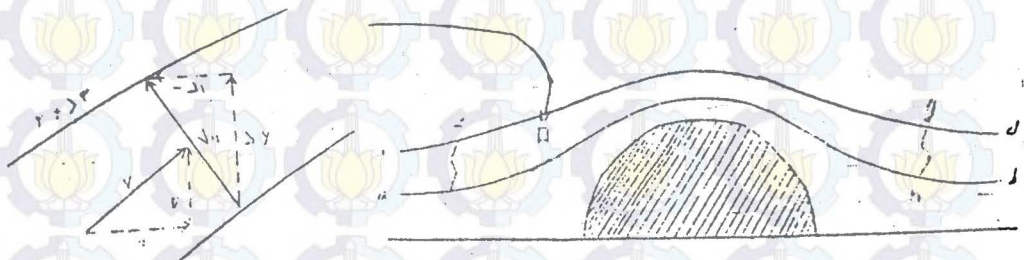
#### 2.4.10 Aliran nonuniform :

adalah suatu aliran yang mana arah dan kecepatannya tidak sama disetiap titik dalam fluida tersebut.

### 2.5. BENTUK ALIRAN FLUIDA

#### 2.5.1. Streamline :

adalah suatu space kurva aliran yang mana tangen pada pada setiap titiknya sesuai dengan arah kecepatannya atau garis garis aliran yang dibuat sedemikian rupa dalam medan kecepatan, sehingga setiap saat garis garis tersebut akan searah dengan arah aliran disetiap titik di medan kecepatan tersebut.



gambar 2.3 Bentuk aliran streamline



### 2.5.2.Pathlines :

adalah suatu trayektori dari suatu partikel fluida sebagai fungsi waktu atau garis jalannya aliran fluida yang merupakan jejak yang dibuat oleh suatu partikel yang bergerak.



gambar 2.4 bentuk aliran pathline

### 2.5.3.Streakline :

adalah lokus dari titik titik pada waktu tertentu ( $t_1$ ) yang menghubungkan lokasi sementara dari seluruh partikel yang melewati suatu titik tetap tertentu dari suatu aliran fluida

## 2.6 KONSEP ALIRAN FLUIDA DAN PERSAMAAN PERSAMAAN DASAR

Untuk mengetahui berat spesifik dari suatu fluida (density) pada kenyataannya adalah sulit, tanpa dilakukan percobaan percobaan yang teliti khususnya untuk mengetahui karakteristik sifat fisik dari aliran fluida nyata. dikarenakan hukum hukum dasar yang menguraikan gerakan lengkap suatu fluida tidak mudah untuk ditangani dan dirumuskan secara matematis, maka dibutuhkan adanya percobaan percobaan.

Dengan suatu analisa berdasarkan mekanika fluida ,termodinamika dan percobaan percobaan yang sistimatis maka dapatlah dibuat perencanaan peralatan-peralatan mesin fluida yang bermanfaat.

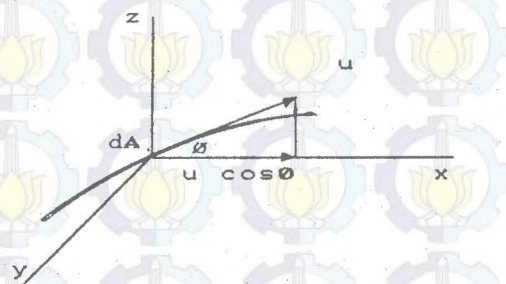
Konsep konsep yang sering dibutuhkan dalam analisa gerakan fluida , untuk meramalkan tingkah laku fluida adalah dengan : hukum Bernoulli ,persamaan kontinuitas ,persamaan gerak energi ,momentum dsb.

## 2.7. KAPASITAS ALIRAN DAN KECEPATAN RATA RATA

Sejumlah fluida yang mengalir persatuan waktu melalui penampang sembarang disebut kapasitas aliran (debit). Pada gambar terlihat suatu streamline dalam aliran tetap yang terletak pada bidang XZ. Elemen luasan  $dA$  terletak pada budang YZ, kecepatan rata rata pada titik P adalah  $U$  Debit volume yang melalui elemen luasan  $dA$  adalah :

$$dQ = U dA = U \cos \theta dA \quad (2.1)$$

$$= U dA' \quad (2.2)$$



Dimana  $dA'$  adalah proyeksi  $dA$  pada bidang normal terhadap  $u$  . Berarti debit volume adalah besarnya kecepatan fluida dikalikan dengan luasan aliran pada sudut  $90^\circ$  terhadap kecepatan .



Pada suatu fluida nyata kecepatan  $U$  akan bervariasi menembus penampang dengan cara yang sama pada gambar diatas. Sehingga debit bisa diekspresikan :

$$\text{Debit volume } Q = \int U \, dA = v A \quad (2.3)$$

$$\text{Debit berat } G = \gamma \int U \, dA = \gamma v A \quad (2.4)$$

$$\text{Debit massa } m = \rho \int U \, dA = \rho v A \quad (2.5)$$

Dimana :  $u$  = kecepatan rata rata yg melalui luasan  $dA$

$v$  = kecepatan rata rata yg melalui seluruh luasan  $dA$

$A$  = luasan yang ditentukan permukaan pada sudut tegak lurus terhadap vektor kecepatan.

Jika  $u$  diketahui sebagai fungsi  $A$  maka  $u$  bisa diintegrasikan. jika harga rata rata  $v$  diketahui untuk luasan yang terbatas yang berbeda kedalam mana total luasan bisa dibagi maka :

$$Q = A_a V_a + A_b V_b + \dots + A_n V_n = A V \quad (2.6)$$

Begitu pula untuk debit  $G$  dan  $m$

Jika debit telah diketahui secara langsung dengan pengukuran maka kecepatan rata rata bisa didapat :

$$V = Q/A = G/\gamma A \quad (2.7)$$

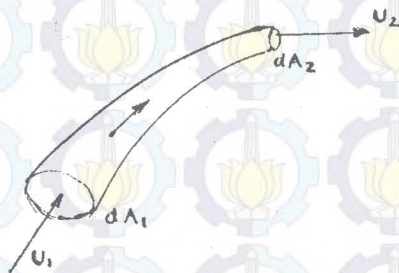
## 2.8 PERSAMAAN KONTINYUITAS

Tinjaulah suatu volume atur pada sebuah tabung yang pendek ,sebagai kumpulan streamline streamline. karena tabung alirannya dialiri pada semua sisi sisinya oleh streamline dan karena tidak ada kecepatan yang normal terhadap

suatu streamline maka tidak ada fluida yang dapat meninggalkan/memasuki tabung aliran kecuali pada ujung ujungnya.

Jika massa fluida yang terisi didalam volume atur dari volume (vol) pada waktu  $t$ , maka fluida yang terisi didalam volume pada waktu  $(t+dt)$  akan merupakan :

$$\text{massa}_{(t+dt)} = \text{massa}_t + (\rho_1 u_1 dA_1) dt + (\rho_2 u_2 dA_2) dt \quad (2.8)$$



Gambar 2.5 tabung dalam volume atur

Tetapi massa yang terisi pada  $(t+dt)$  juga diekspresikan sebagai :

$$\text{massa}_{(t+dt)} = \text{massa}_t + \delta\rho/\delta t \, dt(\text{vol}) \quad (2.9)$$

dimana  $\delta\rho/\delta t$  adalah laju (rate) dari perubahan density rata rata dari fluida dalam (vol)

Dengan menyamakan kedua persamaan diatas didapat :

$$(\rho_1 u_1 dA_1) dt - (\rho_2 u_2 dA_2) dt = \delta\rho/\delta t \, dt (\text{vol}) \quad (2.10)$$

Persamaan ini adalah persamaan umum kontinuitas untuk aliran yang melalui region dengan batas tetap.

jika aliran steady maka  $\delta\rho/\delta t = 0$  dan

$$\rho_1 \int_{A_1} u_1 dA = \rho_2 \int_{A_2} u_2 dA \quad \text{atau} \quad (2.11)$$



$$\rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2 = m \quad \text{atau} \quad (2.12)$$

$$\gamma_1 V_1 A_1 = \gamma_2 V_2 A_2 = G \quad (2.13)$$

Jika fluida incompressible maka  $\rho = \text{konstan}$ , dan

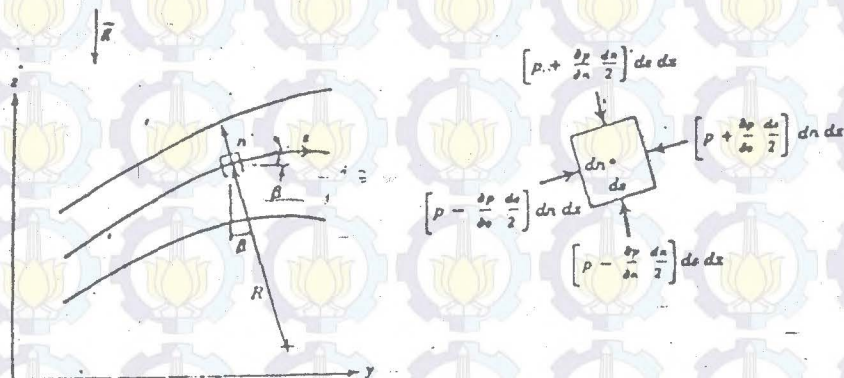
$$\int_{A_1} U_1 dA = \int_{A_2} U_2 dA$$

$$V_1 A_1 = V_2 A_2 = Q \quad (2.14)$$

Yang merupakan persamaan kontinuitas untuk aliran steady, fluida incompressible didalam batas batas yang tetap.

## 2.9 PERSAMAAN BERNOULLI

Pada aliran steady partikel fluida akan bergerak sepanjang streamline. Streamline dan pathline ini berimpit, koordinat streamline ini dapat dipakai untuk mendiskripsikan aliran unsteady. (ref 1)



Gambar 2.6 koordinat streamline

Persamaan gerak partikel ditulis dalam koordinat  $S$  dan kecepatan rata rata  $\bar{V} = \bar{V}(s, t)$ , tekanan pada titik pusat partikel adalah  $P$ . Volume partikel adalah  $ds \cdot dn \cdot dx$ .

Dengan hukum newton II sepanjang  $s$  bisa ditulis  $\{P - (\delta P / \delta S) ds / 2\} dn \cdot dx - \{P + (\delta P / \delta S) ds / 2\} dn \cdot dx - \rho g \sin \beta \cdot dn \cdot dx \cdot ds = \rho \cdot ds \cdot dn \cdot dx \cdot as$  (2.15)

atau  $-\delta P / \delta s - \rho g \sin \beta = \rho as$  karena  $\sin \beta = \delta z / \delta s$   
 maka  $-1/\rho \delta P / \delta S - g \delta z / \delta s = as$  karena  $V_s = V_s(s, t)$   
 maka total percepatan partikel fluida sepanjang streamline adalah  $a_g = dV_s / dt = \delta V_s / \delta t + V_s \delta V_s / \delta s$  (2.16)

Persamaan aliran menjadi :

$$-1/\rho \delta p / \delta s - g \delta z / \delta s = \delta v / \delta t + V \delta v / \delta s \quad (\text{pers, euler}) \quad (2.17)$$

Untuk aliran steady, dengan mengabaikan gaya body yang bekerja, Persamaan euler menjadi :

$$1/\rho \delta p / \delta s = -V \delta v / \delta s$$

Disini terlihat bahwa dengan berkurangnya kecepatan maka tekanan akan menjadi naik.

Selanjutnya untuk persamaan dengan arah tegak lurus dalam aliran streamline dengan arah  $n$  pada partikel fluida adalah sama seperti diatas

$$[P - (\delta P / \delta n) dn / 2] ds \cdot dx - [P + (\delta P / \delta n) dn / 2] ds \cdot dx - \rho g \cos \beta \cdot dn \cdot dx \cdot ds = \rho \cdot an \cdot dn \cdot dx \cdot ds \quad (2.18)$$

$$\text{atau} \quad -\delta p / \delta n - \rho g \cos \beta = \rho \cdot dn$$

$$\text{karena} \quad \cos \beta = \delta z / \delta n$$

$$\text{maka} \quad -1/\rho \delta p / \delta n - g \delta z / \delta n = an$$



(an) adalah percepatan dari elemen fluida kearah titik pusat dari busur streamline .jadi dalam arah (n) yang (-) . jadi terdapat percepatan centrifugal pada aliran steady .

$$A_n = - V^2 / R \quad \text{dimana } R = \text{jari jari lingkaran streamline}$$

Persamaan euler tegak lurus streamline menjadi

$$1/\rho \delta p / \delta n + g \delta z / \delta n = V^2 / R \quad (2.19)$$

Untuk aliran pada bidang datar menjadi :

$$1/\rho \delta p / \delta n = V^2 / R \quad (2.20)$$

Selanjutnya persamaan euler untuk aliran steady

$\delta V / \delta t = 0$  sepanjang streamline adalah :

$$- 1/\rho \delta p / \delta s - g \delta Z / \delta s = V \delta v / \delta s \quad (2.21)$$

Bila partikel fluida berpindah sepanjang ds pada streamline maka :

$$\delta P / \delta s \, ds = dP \quad (\text{perubahan tekanan sepanjang } s)$$

$$\delta z / \delta s \, ds = dz \quad (\text{perubahan elevasi sepanjang } s)$$

$$\delta V / \delta Z \, ds = dV \quad (\text{perubahan kecepatan sepanjang } s)$$

Setelah persamaan euler dikalikan dengan ds didapat

$$- \delta P / \rho - g \, dZ = V \, dv \quad (\text{sepanjang } s) \quad \text{atau}$$

$$\delta P / \rho + g \, dZ + V \, dv = 0 \quad (\text{sepanjang } s)$$

Dengan mengintegrasikan persamaan diatas didapat

$$\int dP / \rho + gZ + V^2 / 2 = C \quad (\text{sepanjang } s) \quad (2.22)$$

Untuk aliran incompresible  $\rho = \text{konstan}$  maka

$$P / \rho + gZ + V^2 / 2 = C \quad (\text{sepanjang streamline}) \quad (2.23)$$

Persamaan diatas dikenal dengan persamaan Bernoulli

untuk 1) Aliran steady (stasioner)

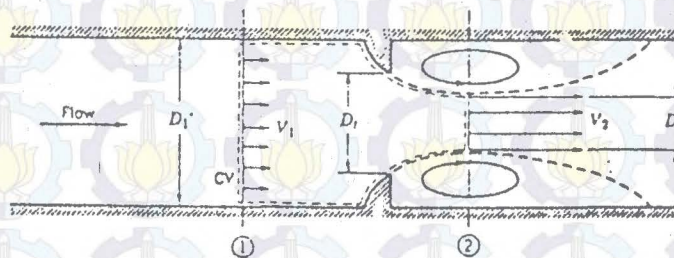
2) Aliran fluida incompressible

3) Aliran tanpa gesekan (frictionless flow)

4) Aliran sepanjang streamline

## 2.10. PEMAKAIAN PERSAMAAN BERNOULLI DAN KONTINYUITAS UNTUK ALIRAN FLUIDA MELALUI NOZEL (ref 1)

Internal flow melalui suatu bentuk nosel dalam volume atur dipakai untuk menganalisa.



Gambar 2.7 internal flow melalui nosel dalam volume atur

Separasi aliran terjadi dalam sisi yang tajam dari pada leher nosel, menyebabkan zone sirkulasi seperti yang ditunjukkan pada garis yang putus putus pada gambar. Bagian aliran utama terus bergerak dan dipercepat yang selanjutnya membentuk vena contracta dipenampang(2) dan selanjutnya diperlambat lagi sampai aliran memenuhi pipa. Pada vena contracta penampang aliran mencapai minimal, streamline pada dasarnya adalah lurus dan distribusi tekanan merata pada



seluruh penampang aliran.

Untuk pengukuran kapasitas aliran ideal, kerugian tekanan (pressure drop) aliran pada saat melalui nosel dipakai sebagai dasar pengukuran dan dalam hal ini persamaan Bernoulli dapat dipakai. Sedangkan untuk pengukuran kapasitas aliran nyata harus disertai faktor koreksi empiris.

Persamaan dasar :

$$\text{Persamaan kontinuitas : } \rho_1 \int_{A_1} U_1 dA = \rho_2 \int_{A_2} U_2 dA$$

$$\text{Persamaan Bernoulli : } P_1/\rho + V_1^2/2 + gZ_1 = P_2/\rho + V_2^2/2 + gZ_2$$

asumsi 1) aliran steady

2) aliran fluida incompressible

3) gesekan diabaikan

4) aliran sepanjang streamline

5) kecepatan uniform pada penampang (1) dan (2)

6) distribusi tekanan uniform pd penampang 1 dan 2

7)  $Z_1 = Z_2$

Dari persamaan Bernoulli didapat

$$P_1 - P_2 = \rho/2 (V_2^2 - V_1^2)$$

$$= \rho V_2^2/2 [1 - (V_1/V_2)^2]$$

Dari persamaan kontinuitas didapat

$$V_1 A_1 = V_2 A_2 \text{ atau } (V_1/V_2)^2 = (A_2/A_1)^2$$

Dengan substitusi didapat

$$P_1 - P_2 = \rho V_2^2/2 [1 - (A_2/A_1)^2]$$

Untuk kecepatan ideal menjadi

$$V_2 = \frac{\sqrt{2(P_1 - P_2)}}{\sqrt{\rho(1 - (A_2/A_1)^2)}}$$

Kecepatan teoritis dibentuk dalam luas penampang leher

dimana  $A_t$  = luas penampang throat

karena  $C_c = \frac{A_{\text{vena contracta}}}{A_{\text{throat}}} = \text{koefisien kontrakta}$

$$V_2 = \frac{\sqrt{2(P_1 - P_2)}}{\sqrt{\rho[1 - C_c^2 (A_t/A_1)^2]}}$$

Hasilnya kecepatan nyata < kecepatan ideal

Karena adanya koefisien kecepatan  $C_v = \frac{V_{\text{nyata}}}{V_{\text{ideal}}}$

Kapasitas alirang nyata menjadi:

$$m_{\text{nyata}} = \rho A_2 V_2_{\text{nyata}}$$

$$= C_c A_t C_v V_2_{\text{ideal}}$$

$$\text{atau } m_{\text{nyata}} = \rho A_t C_c C_v \frac{\sqrt{2(P_1 - P_2)}}{\sqrt{\rho(1 - C_c^2 (A_t/A_1)^2)}}$$

$$= \frac{C_c \cdot C_v \cdot A_t \sqrt{2\rho(P_1 - P_2)}}{\sqrt{[1 - C_c^2 (A_t/A_1)^2]}}$$

$$\text{karena koefisien aliran } K = \frac{C_c C_v}{\sqrt{[1 - C_c^2 (A_t/A_1)^2]}}$$



maka  $m \text{ nyata} = K A_t \sqrt{2\rho(P_1 - P_2)}$

untuk nozel, venturi dan vena kontrakta  $C_c = 1$

maka 
$$K = \frac{C_v}{\sqrt{(1 - (A_t/A_1)^2)}} = \frac{C_v}{\sqrt{1 - \beta^4}}$$

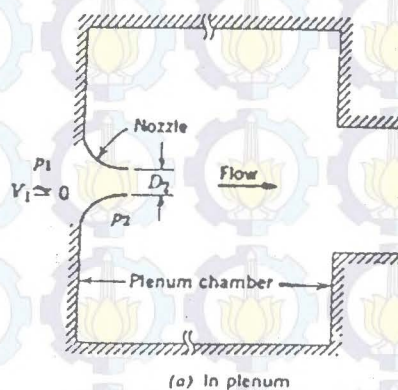
dimana  $\beta = D_t / D_1$  maka

$$m \text{ nyata} = K A_t \sqrt{2\rho(P_1 - P_2)}$$

faktor  $\frac{1}{\sqrt{1 - \beta^4}}$  disebut "Velocity of approach factor" yang merupakan fungsi geometris saja

(ref 1)

Untuk flow nozel pada ruang bakar (plenum) kecepatan aliran mendekati nozel  $V_1 = 0$   $D_1 = \infty$  dan  $\beta = 0$



Gambar 2.8 nozel didalam ruang bakar teoritis

Sehingga flow rate dapat dihitung, untuk nozel yang digunakan pada ruang bakar, koefisien kecepatan antara  $0,95 < K < 0,99$  Harga  $C_v$  makin besar untuk bilangan  $Re$  yang lebih tinggi jadi massa flow rate dapat dihitung dengan perkiraan  $\pm 2\%$  berdasarkan hasil dari persamaan (6) dengan harga  $K = C_v = 0,97$

## 2.11 KARAKTERISTIK NOZLE

- \* Kebutuhan bahan bakar spesifik per siklus ( $Q$ ) (ref.3)

$$Q = \frac{Bhp \text{ Sf } 454000}{60 n \gamma} \quad (\text{mm}^3) \quad (2.24)$$

Dimana : Sf = konsumsi bahan bakar spesifik (kg/Hp-jam)

Bhp = break horse power mesin/silinder (Hp)

n = putaran poros pompa injeksi (rpm)

= 1/2 kali putaran poros mesin

$\gamma$  = berat spesifik bahan bakar

- \* Lamanya injeksi bahan bakar (dt)

$$t = \frac{60 \theta}{n 360} \quad (\text{dt}) \quad (2.25)$$

Dimana :  $\theta$  = derajat sudut engkol selama injeksi

- \* Kecepatan atomisasi bahan bakar ( $v$ ) (ref 5)

Untuk airless injeksion engine  $v = 350 - 700 \text{ fps}$   
 $= 106,7 - 213,6 \text{ m/s}$

$$v = Q \sqrt{2gh}$$

dimana

$$v = \text{kecepatan atomisasi (fps)} = 12,8 Q \sqrt{(P1-P2)/62,48}$$

$$\alpha = 0,9 - 0,95$$

$$g = \text{perc. gravitasi (ft/s}^2\text{)}$$



$h = \text{head perbedaan tekanan (ft)} = 144(P_1 - P_2) / 62,48 \gamma$

$Q = \text{koefisien velocity} = \mu / \alpha$

$\mu = 0,87 \text{ utk } P_1/P_2 = 3,5 \text{ --- } 1,4$

$= 0,81 \text{ " } P_1/P_2 = 5$

$P_1 = P_{s1} + 14,7 \text{ (psia) begitu pula untuk } P_2$

#### \* DIAMETER LUAR ORIFICE

$Q = \alpha A v t \gamma$  dimana  $A = \text{luas orifice (ft}^2\text{)}$

$v = \text{kecepatan atomisasi (ft/s)}$

$\gamma = \text{spesifik graviti (lb/ft}^3\text{)}$

atau

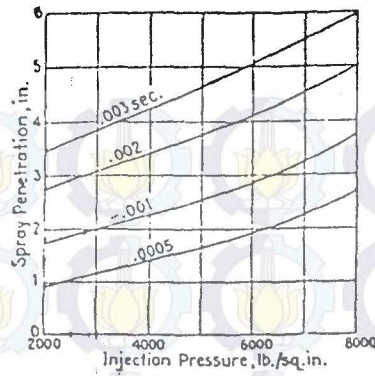
$$A = 0,1895Q / \mu t \sqrt{\gamma (P_1 - P_2)}$$

sehingga didapat diameter orifice :

$$d = 2 \sqrt{(A/\pi)} \quad (\text{mm})$$

#### \* JARAK DALAMNYA PENETRASI

Jarak penetrasi ini merupakan jarak antara ujung nosel dengan jauhnya penyemprot yang terukur, harganya merupakan fungsi dari tekanan injeksi dan lamanya penyemprotan. (ref.5)

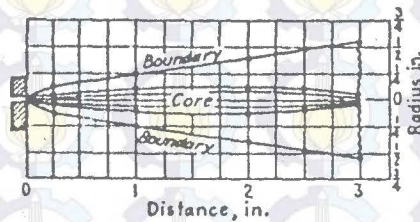


Gambar 2.6 grafik jarak penetrasi terhadap tekanan injeksi

\* Diameter penetrasi (d)

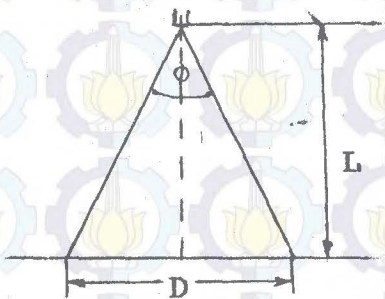
(ref.6)

Merupakan diameter penetrasi pada jarak penetrasi L



Gambar. 2.7 Grafik jarak penetrasi terhadap radius throats

\* Sudut penyemprotan  $\phi$



$$\phi = 2 \arctan \frac{1}{2} (D/L)$$

D = Diameter penetrasi

L = jarak penetrasi

Gambar 2.8 arah penyemprotan



## 2.12 ANALISA THERMODINAMIKA

Proses thermodynamika dan kimia yang terjadi didalam pembakaran motor bakar torak khususnya motor Diesel amatlah kompleks untuk dianalisa menurut teori. Pada umumnya untuk menganalisa motor bakar dipergunakan siklus udara sebagai idealisasi. Siklus udara menggunakan beberapa keadaan yang sama dengan siklus sebenarnya misalnya mengenai :

1. Urutan proses
2. Perbandingan kompresi
3. Pemilihan temperatur dan tekanan pada suatu keadaan .
4. Penambahan kalor yang sama per satuan berat udara.

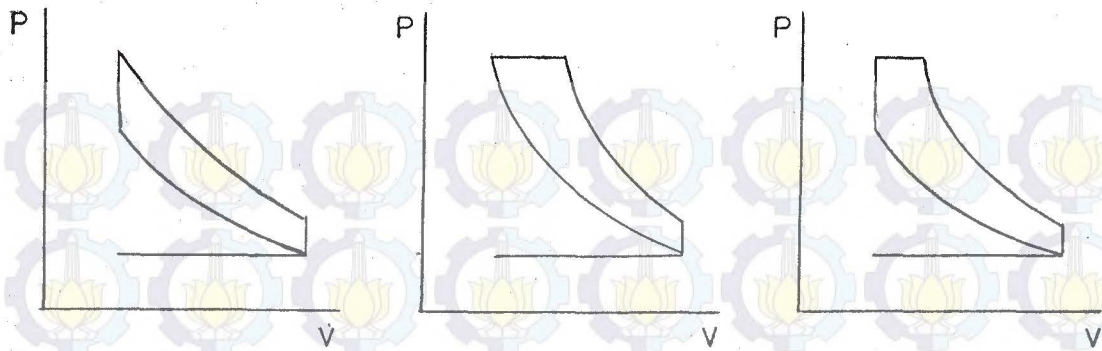
Dikenal ada 3 macam analisa siklus udara :

1. Siklus udara volume konstan (siklus Otto)
2. Siklus udara tekanan konstan (siklus Diesel)
3. Siklus udara tekanan terbatas (siklus gabungan)

Proses pemasukan kalor pada tekanan konstan pada siklus Diesel sangatlah sukar dilaksanakan, disamping itu effisiensinya lebih rendah .Oleh karena itu dalam perhitungan perenaan siklus Diesel yang modern digunakan siklus gabungan.

Proses proses yang terjadi pada siklus Diesel adalah :

1. Proses isokhorik (volume konstan)
2. Proses isobarik (tekanan konstan)
3. Proses isentropik (adiabatik reversibel)



Gambar. 2.9 P-V Diagram siklus (a)Otto (b)Diesel (c)Gabungan

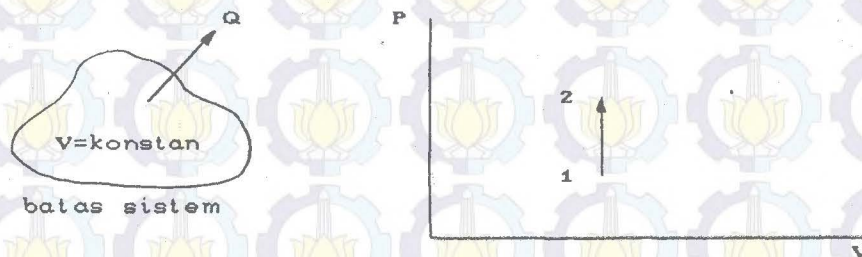
### 2.12.1 Proses isochoric (volume tetap)

Pada suatu system tertutup dimana dianggap tidak ada aliran massa keluar/masuk dan system dalam keadaan seimbang ,maka berlakulah hukum pertama thermodinamika :

$$\Delta U = \Delta Q - \Delta W \quad (\text{ref.5})$$

$$U_2 - U_1 = Q_2 - W_2 \quad (2.28)$$

Suatu system tertutup terdiri dari zat yang homogen dengan massa(m) yang dibatasi dalam volume tetap ,sehingga sistem mempunyai batas sistem yang tertutup tanpa kerja mekanis yang dilakukan pada sistem.



Gambar 2.10 Proses isochorik

Karena  $V = \text{konstan}$   $\Delta W = P \Delta V = 0$   
 maka  $\Delta U = \Delta Q$



$$m(u_2 - u_1) = mC_v(T_2 - T_1)$$

(+) berarti pemasukan kalor)

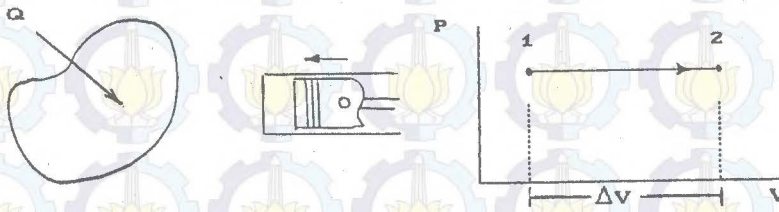
(2. 29)

$$\text{dan } P_1/T_1 = P_2/T_2$$

(2. 30)

## 2.12.2 PROSES ISOBARIK

Suatu fluida kerja tertentu terdapat didalam silinder, batas sistem adalah suatu batas yang memisahkan piston dengan silinder terhadap udara atmosfer sekelilingnya



Gambar 2.11 Proses isobarik

Dianggap tekanan  $P_1$  adalah tekanan awal dan  $V_1$  volume awal. Sistem mengalami penambahan volume tetapi dengan tekanan yang tetap dari tekanan semula. Pada umumnya untuk setiap jumlah massa gas tertentu, tekanan akan turun bila volume diperbesar. Untuk tekanan konstan perlu penambahan kalor. Dari hukum pertama termodinamika :

$$Q = \Delta U + \Delta W$$

(ref.5)

$$= \Delta(U + PV)$$

$$= \Delta H$$

(2. 31)

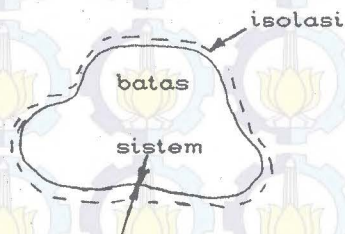
Dengan demikian dalam suatu proses dengan tekanan tetap penambahan kalor adalah sama dengan perubahan entalpi dari sistem sehingga persamaan tersebut dapat pula

dituliskan :  $Q_{1-2} = H_2 - H_1 = mC_p(T_2 - T_1)$  (2. 32)

dan berlaku pula hubungan  $V_1/T_1 = V_2/T_2$  (2. 33)

### 2.12.3 PROSES ISENTROPIS (ADIABATIS REVERSIBLE)

Pada suatu sistem tertutup dimana tidak ada aliran massa melalui batas sistem, hanya energi yang berbentuk kalor dan kerja saja yang dapat melewatinya, anggaplah pada sistem tersebut terjadi proses adiabatik reversible (kompresi/ekspansi) untuk suatu gas ideal.



(ref.5)

$$\Delta Q = 0$$

Dari hukum pertama termodinamika

$$\Delta Q = \Delta U + \Delta W$$

$$\Delta W = -\Delta U \quad (2. 34)$$

[(-) berarti fluida kerja dikenai kerja]

Dan berlaku pula  $PV^k = C$  (2. 35)

Kerja yang dilakukan pada proses adiabatik dapat pula dihitung sehingga didapat rumusan :

$$W = \frac{P_1 V_1 - P_2 V_2}{k - 1} \quad (2. 36)$$



Karena tidak ada panas yang diterima/dikeluarkan dari sistem terhadap sekelilingnya  $\Delta Q = 0$ . Hal ini adalah mungkin dialami oleh motor Diesel, dimana pada akhir langkah kompresi dapat membakar bahan bakar tanpa bantuan percikan api (busi)

### 2.13 Proses pembakaran bahan bakar

Secara umum pembakaran bahan bakar didefinisikan sebagai reaksi kimia atau reaksi persenyawaan antara bahan bakar dan oksigen yang disertai kenaikan temperatur dan tekanan, khususnya untuk mesin dengan sistim pembakaran kompresi.

Mekanisme pembakaran sangat dipengaruhi oleh keadaan keseluruhan proses pembakaran dimana atom atom dari komponen yang dapat bereaksi dengan oksigen dan membentuk produk yang berupa gas.

Sebagai mana telah kita ketahui, sebagai bahan bakar motor diesel terutama mengandung unsur unsur carbon (C) dan hidrogen (H) , yang dikenal dengan 3 teori mengenai terbakarnya hidrokarbon tersebut yaitu :

1. Hidrokarbon terbakar bersama sama dengan oksigen sebelum karbon bergabung dengan oksigen
2. Karbon terbakar terlebih dahulu dari pada hidrogen
3. Senyawa hidrokarbon ( $C_x H_y$ ) terlebih dahulu tergabung dengan oksigen dan membentuk senyawa (senyawa hidroxile) yang kemudian dipecah secara pembakaran (thermis).

### 2.13.1 Prosentase bahan bakar

Dalam pembakaran motor Diesel yang dipakai sebagai media pembakaran (bahan bakar) lebih bervariasi, salah satu diantaranya adalah mengandung tetradecane  $C_{14}H_{30}$  dimana berat atom  $C = 12$  ,  $H = 1$  ,  $O = 16$  .

Sehingga prosentase bahan bakarnya :

$$\text{Carbon (C)} = \frac{14 \times 12}{14(12)+30(1)} = 0,85$$

$$\text{Hidrogen (H)} = \frac{30}{14(12)+30} = 0,14$$

$$\text{Oksigen (O)} = 1-(0,85+0,14) = 0,01$$

### 2.13.2 Reaksi pembakaran bahan bakar

\* Reaksi pembakaran sempurna dari Hidrokarbon.



$$12\text{kg C} + 32\text{kg } O_2 = 44\text{kg } CO_2$$

Dalam pembakaran 1 kg Carbon

$$1\text{kg C} + 32/12 \text{ kg } O_2 = 44/12 \text{ kg } CO_2$$

Dalam pembakaran c kg karbon

$$c \text{ kg C} + 32C/12 \text{ kg } O_2 = 44C/12 \text{ kg } CO_2$$

Dalam perbandingan mol menjadi

$$c \text{ kg C} + c/12 \text{ mole } O_2 = c/12 \text{ mole } CO_2$$

Untuk pembakaran lengkap Carbon menjadi carbon mono oksida





Denga cara yang sama dalam perbandinga mol menjadi



Reaksi pembakaran lengkap hidrogen mejadi air



### 2.13.3 HASIL PEMBAKARAN

Hasil pembakaran sempurna bahan bakar adalah gas-gas  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{N}_2$  dan  $\text{O}_2$  dengan kondisi  $\alpha > 1$ . Sehingga jumlah unsur masing-masing gas hasil pembakaran dari 1 kg bahan bakar

\* Karbondioksida

$$M \text{ CO}_2 = c/12 \text{ mol}$$

\* Uap air

$$M \text{ H}_2\text{O} = h/2 \text{ mol}$$

\* Nitrogen

$$M \text{ N}_2 = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_p \text{ mol}$$

\* Oksigen

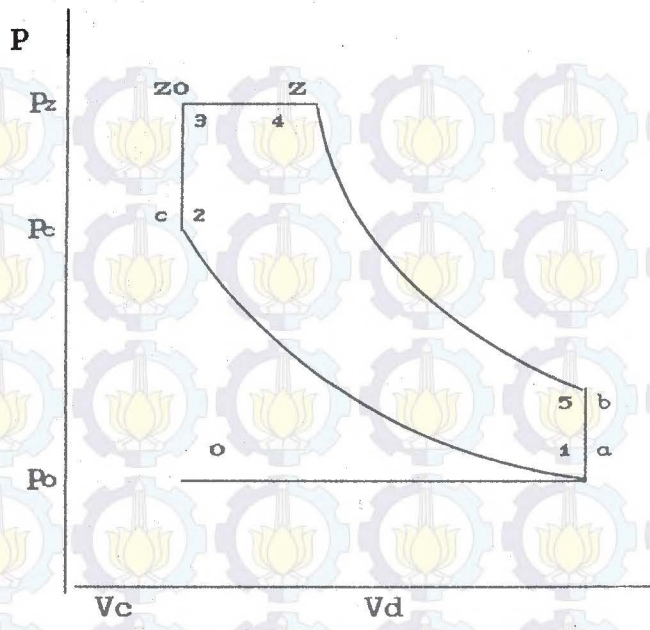
$$M \text{ O}_2 = 0,21(\alpha - 1)L_p \text{ mol}$$

Jumlah total gas-gas hasil pembakaran adalah:

$$M_g = c/12 + h/2 + (\alpha - 0,21)L_p \quad (\text{mol/kg.BB.}) \quad (2.37)$$

### 2.14 Siklus udara pada motor Diesel 4 langkah

Dalam masalah ini siklus udara yang paling sesuai adalah siklus Diesel 4 langkah sebagai idealisasi.



Gambar. 2.12 Siklus udara pada motor Diesel 4 tak

keterangan

- 0 --- 1 langkah pengisian udara
- 1 --- 2 langkah kompresi adiabatik
- 2 --- 3 pembakaran volume konstan
- 3 --- 4 pembakaran tekanan konstan
- 4 --- 5 langkah kerja (ekspansi adiabatik)
- 5 --- 1 langkah pembuangan volume konstan
- 1 --- 0 langkah pembuangan berikutnya

2.14.1 Proses pengisian (keadaan dititik a)

\* Temperatur pada awal kompresi ( $T_a$ ).

$$T_a = \frac{T_b + \Delta t_w + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad (^{\circ}K) \quad (2.38)$$



di mana :

$T_o$  = temperatur udara luar  $^{\circ}\text{K}$

$\Delta t_w$  = kenaikan suhu akibat kontak antara dinding silinder dan piston ( $5^{\circ} \text{ --- } 10^{\circ}$ )C

$\gamma_r$  = koefisien residual gas (0,02 --- 0,04)

$T_r$  = temperatur residual gas ( $700^{\circ} \text{ --- } 800^{\circ}$ )K

\* Tekanan udara pada awal langkah kompresi

$$\begin{aligned} P_a &= 0,85 \text{ --- } 0,92 \quad P_o \text{ (atm) tanpa supercharge} \quad (2.39) \\ &= 0,9 \text{ --- } 0,96 \quad P_o \text{ (atm) dengan supercharge} \end{aligned}$$

dimana

$P_o$  = tekanan udara luar (1 atm)

\* Effisiensi pengisian

$$\eta_{ch} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_o} \cdot \frac{1}{T_a/T_o \cdot (1 + \gamma_r)} \quad (2.40)$$

di mana :

$\varepsilon$  = angka perbandingan kompresi motor diesel  
(12 --- 20)

## 2.14.2 Proses Kompresi

Tekanan ( $P_c$ ) dan temperatur ( $T_c$ ) pada akhir langkah kompresi dapat ditentukan dengan rumus :

$$P_c = P_a \varepsilon^{n1} \quad (2.41)$$

dimana  $\varepsilon$  = perbandingan kompresi

$n$  = eksponen politropis

\* Temperatur udara pada saat kompresi :

$$T_c = T_a \varepsilon^{n-1} \quad (2.42)$$

dimana  $n = k_1 \pm (0,02 \text{ --- } 0,03)$

$k_1$  = eksponen adiabatik

atau harga  $k_1$  dapat dicari dengan persamaan

$$A + B T_a (\varepsilon^{k_1-1} + 1) = \frac{1,985}{k_1 - 1} \quad (2.43)$$

$$\eta_{ch} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{P_a}{P_o} \frac{1}{T_a/T_o \cdot (1 + \gamma r)} \quad (2.44)$$

di mana :

$\varepsilon$  = angka perbandingan kompresi motor diesel

(12 ——— 20)

\* Mean molar isochoric heat capacity

$$M_v = A + BT = 4,62 + 53 \cdot 10^{-5} T \quad (\text{kkal/mol}^\circ\text{C}) \quad (2.45)$$

untuk udara, nitrogen dan oksigen

$$\text{jadi } A = 4,62 \quad B = 53 \cdot 10^{-5}$$

\* Mean molar heat capacity untuk gas pada tekanan

konstan

$$(mC_p)_g = (mC_v)_g + 1,985 \quad (\text{kcal/mol}^\circ\text{C}) \quad (2.46)$$

$$= A_g + 1,985 + B_g \cdot T_z$$



\* Sehingga mean molar heat capacity untuk udara pada volume konstan dan temperatur  $T_c$  adalah :

$$(mCv)_a = A_a + B_a \cdot T_c \quad (2.47)$$

\* Temperatur pembakaran akhir. ( $T_z$ )

$$\frac{\xi_z \cdot Q_1}{\alpha \cdot L_o' \cdot (1 + \gamma_r)} + \left[ (mCv)_a + 1,985 \cdot \lambda \right] T_c = \mu \cdot (mCp)_g \cdot T_z \quad (2.48)$$

di mana :

$\xi_z$  = koefisien penggunaan panas (0,65 — 0,85)

$\lambda$  = kenaikan tekanan selama pembakaran

$Q_1$  = nilai kalor bahan bakar

$\alpha$  = koefisien kelebihan udara

= 1,3 — 1,7 utk high speed diesel

$L_o'$  = kebutuhan udara teoritis

$$= \frac{O_2}{0,21} = \frac{1}{0,21} (C/12 + H/4 - O/32) \quad (2.49)$$

$$= 1/0,21(0,85/12 + 0,14/4 - 0,01/32) = 0,475$$

$\gamma_r$  = koefisien gas bekas

= 0,03 — 0,04 utk diesel 4 tak

$(Mcp)_g$  = mean molar isobarik heat capacity dari gas hasil pembakaran

$$\begin{aligned} &= (Mcp)_{CO_2} + (Mcp)_{H_2O} + (Mcp)_{O_2} + (Mcp)_N + \dots \\ &= C/12 + H/2 + 0,21(\alpha-1)L_o' + 0,79(\alpha L_o') + \dots \end{aligned} \quad (2.50)$$

$V$  = volume relatif gas hasil pembakaran

$$V_{CO_2} = \frac{(Mcp)_{CO_2}}{Mg} \quad \text{dst utk } V_{H_2O}, V_{N_2}, V_{O_2} \quad (2.51)$$

Mean molar isochorik heat capacity dari  $\theta^\circ$  s/d  $T_z$

$$(Mcv)_{CO_2} = A + B T_z = 7,82 + 125 \cdot 10^{-5} T_z \quad (\text{kkal/mol}^\circ\text{C})$$

$$(Mcv)_{H_2O} = 5,79 + 112 \cdot 10^{-5} T_z$$

$$(Mcv)_{O_2} = 4,62 + 53 \cdot 10^{-5} T_z$$

$$(Mcv)_{N_2} = 4,62 + 53 \cdot 10^{-5} T_z \quad (2.52)$$

Harga koefisien mean molar isochorik heat capacity gas hasil, pembakaran  $Ag + Bg T_z$  adalah

$$Ag = V_{CO_2}(7,82) + V_{H_2O}(5,79) + V_{O_2}(4,62) + V_{N_2}(4,62)$$

$$Bg = V_{CO_2}(1,25 \cdot 10^{-5}) + V_{H_2O}(1,12 \cdot 10^{-5}) + V_{O_2}(53 \cdot 10^{-5}) + V_N(53 \cdot 10^{-5}) \quad (2.53)$$

Sehingga didapat harga  $(Mcv)_g = Ag + Bg T_z$

$$(Mcp)_g = (Mcv)_g + 1,985 \quad \text{kkal/mol}^\circ\text{C} \quad (2.54)$$

$L'$  = jumlah udara yang sebenarnya untuk pembakaran

$$= \alpha L_p' \quad (2.55)$$

$\mu$  = koefisien dari perubahan molekul yang timbul gas bekas

$$= \frac{\mu_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \text{dimana } \mu_o = \frac{Mg}{L} \quad (2.56)$$

$\lambda$  = Faktor kenaikan tekanan untuk airless injektion engine Diesel yang bekerja pada beban penuh adalah:

- Mesin dengan sistem atomisasi mekanis  $\lambda = 1,7 \text{ --- } 2,2$
- Mesin dengan ruang bakar kamar muka  $\lambda = 1,4 \text{ --- } 1,6$
- Mesin dengan ruang bakar kamar puser  $\lambda = 1,5 \text{ --- } 1,8$

\* Preliminary expansion ratio ( $\rho$ )

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad (2.58)$$



### 2.14.3 Proses Ekspansi

\* Degree ekspansi total ( $\delta$ )

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad (2.59)$$

\* Eksponen politropis ( $n_2$ )

$$Ag + Bg.Tz(1 + \frac{1}{\delta^{n_2-1}}) = \frac{1,985}{n_2-1} \quad (2.60)$$

\* Tekanan gas pada akhir ekspansi ( $P_b$ )

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} \quad (\text{atm}) \quad (2.61)$$

\* Temperatur gas pada akhir ekspansi ( $T_b$ )

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \quad (^\circ \text{K}) \quad (2.62)$$

Pada siklus sebenarnya, garis ekspansi tidak merupakan garis adiabatik, akan tetapi berbentuk kurva polytropik sehingga dari persamaan polytropik kita dapat menentukan besarnya tekanan gas pada akhir proses ekspansi.

### 2.15 BEBERAPA PENGARUH DARI PROSES PEMBAKARAN

\* Tekanan indikatif rata rata (mean effektif pressure)

Besarnya tekanan efektif rata-rata dapat dihitung dari diagram PV.

\* Indicated mean effektive pressure (pit) dapat ditentukan

$$P_{it} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left\{ \lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta} \right) - \left( 1 - \frac{1}{\delta} \right) \frac{1}{n_1 - 1} \right\} \quad (2.63)$$

\* Koreksi mean indicated pressure ( $P_i$ )

$$P_i = (0,95 - 0,97) P_{it} \quad (2.64)$$

\* Daya indikatip (Ni)

$$Ni = \frac{Pi \cdot Vd \cdot n \cdot i}{0,9} \quad \text{untuk 4 tak} \quad (2.65)$$

Vd = volume displacement m<sup>3</sup>

n = putaran (rpm)

i = jumlah silinder

\* Efficisiensi mekanis  $\eta_m$

$$\eta_m = \frac{Nb}{Ni} \quad (2.66)$$

Nb = daya break horse power

Ni = daya indikatip

\* Kosumsi bahan bakar spesifik (Sf)

$$Sf = \frac{318,4 \cdot \eta_{ch} \cdot Po}{L' \cdot To \cdot Pi} \quad (2.67)$$

dimana  $\eta_{ch}$  = effisiensi pengisian

Po = tekanan udara luar

To = suhu kamar

L' = kebutuhan udara

Pi = tek.indikatip

\* Momen torsi poros (T)

$$T = 9,74 \cdot 10^2 \cdot Nb / n \quad (\text{kg/m}) \quad (2.68)$$



## BAB III

### HUBUNGAN INJEKTOR DAN RUANG BAKAR PADA SISTIM INJEKSI

#### 3.1 INJEKTOR BAHAN BAKAR

Penyemprot bahan bakar kedalam silinder dilaksanakan dengan menggunakan suatu alat yang disebut injektor (nozel). Disamping beberapa persyaratan lain yang diperlukan bahan bakar yang disemprotkan tersebut harus habis terbakar sesuai dengan prestasi yang diharapkan, dapat dikatakan fungsi penyemprot bahan bakar adalah :

- 1) Memasukkan bahan bakar kedalam silinder sesuai dengan kebutuhan.
- 2) Mengabutkan bahan bakar sesuai dengan derajat pengabutan yang diinginkan.
- 3) Mendistribusikan bahan bakar untuk memperoleh pembakaran yang sempurna dalam waktu yang ditetapkan.

Tekanan udara didalam silinder sudah sangat tinggi (35 --- 50 atm) ketika bahan bakar disemprotkan. Dengan sendirinya tekanan penyemprotan haruslah lebih tinggi dari tekanan udara kompresi. Kelebihan tekanan juga diperlukan untuk memperoleh kecepatan penyemprotan tertentu , yaitu sesuai dengan derajat pengabutan yang diperlukan.

Ada beberapa jenis nozzle yang kita kenal yaitu :

1. Nozel pasak (pintle nozzle) - jenis throttle  
- jenis biasa

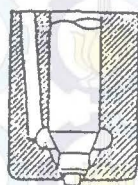
## 2. Nozel jarum (needle nozzle) - jenis satu lubang

- jenis banyak lubang

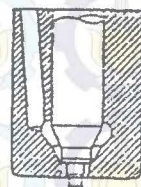
### 3.1.1 NOZEL PASAK (PINTLE NOZLE)

Ujung katup pasak pada nosel ini berbentuk silinder dan menonjol keluar, sehingga dengan lubang ini dapat membentuk aliran seperti rongga silinder. Dengan demikian apabila katup membuka lubang nosel, bahan bakar akan mengalir melalui rongga tersebut dan membentuk pancaran kabut membentuk selubung kerucut, diameter lubang nosel pasak bisa mencapai 3 mm.

Nosel pasak ini umumnya dipakai pada motor diesel dengan ruang bakar kamar muka dan kamar puser, dan kebanyakan dari jenis throttle nozzle. Karena bentuk khusus ini maka pada saat permulaan injeksi, hanya sedikit bahan bakar yang ditekan dalam ruang bakar, tapi pada akhir penyemprotan jumlah yang disemprotkan bertambah banyak, bila sejumlah bahan bakar yang dibutuhkan disalurkan.



PINTLE TYPE



THROTTLE TYPE

PINTLE TYPE

THROTTLE TYPE

Gambar 3.1 Bentuk nosel pasak



Dengan demikian kemungkinan terjadi detonasi kecil sekali dan pemakaian bahan bakar umumnya lebih boros. Permukaan luncur antara nosel body dan jarumnya diberi sedikit kelonggaran untuk memungkinkan bahan bakar dapat melumasi permukaan tersebut.

Pada nosel type throttle ujung katup dibuat sedemikian rupa sehingga luas penampang aliran bahan bakar tetap rendah untuk sementara waktu supaya bahan bakar yang disemprotkan kedalam ruang bakar selama periode persiapan pembakaran dibatasi.

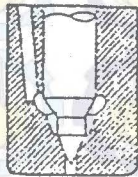
Karena pembakaran sangat bergantung dari kuatnya pusaran dan tingginya temperatur dinding kamar puser, maka penyemprot dengan nosel pasak dapat melayani keperluan dengan sebaik baiknya. Apalagi nosel pasak pencekik merupakan pilihan yang paling baik untuk mengurangi laju kenaikan temperatur, namun arah penyemprot masih harus ditetapkan dengan sebaik baiknya. Apabila bahan bakar yang disemprotkan searah dengan arah pusaran, maka pemakaian bahan bakar spesifik maupun asap yang ditimbulkan sangat baik dan putaran poros yang dihasilkan juga bertambah besar.

Tetapi saat menstart mesin bahan bakar akan lebih mudah terbakar jika arah pusaran berlawanan dengan arah penyemprotan. Hal tersebut dapat dipenuhi dengan nosel PINTAUX, yang terdapat sebuah lubang yang dihadapkan kearah berlawanan dengan arah pusaran udara.



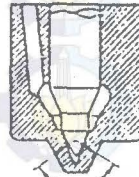
### 3.1.2 NOSEL KATUP JARUM (NEEDLE NOZZLE)

Pada nosel ini terdapat sebuah katup jarum dimana ujung bawahnya terdiri atas dua bidang kerucut, kerucut yang satu menetap pada dudukannya sedang yang kedua menerima tekanan bahan bakar. Jika gaya yang ditimbulkan oleh gaya pegas, maka katup akan terangkat keatas sehingga membuka lubang nosel, ujung nosel dapat dibuat dalam beberapa bentuk seperti pada gambar.



SINGLE HOLE TYPE

TIPE SATU LUBANG



MULTIPLE HOLE TYPE

TIPE BANYAK LUBANG

Gambar III.1 Macam macam type nosel katup jarum

Kabut bahan bakar yang keluar dari nosel katup jarum berbentuk kerucut, nosel ini dapat berlubang satu atau lebih, berdiameter lubang sangat kecil kira kira 0,25 mm atau lebih sedikit. Nosel ini umumnya dipakai pada motor diesel dengan ruang bakar terbuka.

Dalam nosel berlubang bahan bakar yang terjadi lebih besar ukurannya dari pada yang dihasilkan oleh nosel pasak, pada tekanan penyemprotan yang sama, namun titik bahan bakar yang berukuran lebih besar itu mampu mencapai jarak pancar yang lebih jauh.

Pembukaan katup jarum pada nosel berlubang diusahakan terjadi pada tekanan penyemprotan lebih besar



dari 200 kg/cm<sup>2</sup>. Hal ini diperlukan untuk memperoleh pengabutan bahan bakar yang lebih baik dan supaya diperoleh jarak pancar yang lebih jauh , dengan demikian meskipun dengan pusaran udara yang kurang kuat masih dapat diperoleh pencampuran udara dan bahan bakar yang lebih baik .

Dalam banyak hal nosel berlubang , banyak/sering dipakai dengan tujuan memperbaiki distribusi bahan bakar didalam ruang bakar dan partisipasi sebanyak banyaknya udara dalam proses pembakaran.

Namun apabila volume langkah plunyer kecil boleh dikatakan tidak boleh dipakai nosel berlubang banyak .Hal itu disebabkan karena lubang nosel penyemprot tidak dibuat dengan diameter labih kecil dari 0,2 mm ,sebab dikhawatirkan lubang tersebut akan mudah tersumbat oleh debu yang ada dalam bahan bakar atau kerak kerak karbon pada nosel.

### 3.2. RUANG BAKAR

Untuk memperoleh proses pembakaran yang sebaik - baiknya, disamping menyederhanakan sistem bahan bakar, konstruksi ruang bakar juga perlu disempurnakan. Beberapa jenis ruang bakar yang banyak digunakan motor diesel antara lain :

#### 1. Ruang bakar terbuka

2. Ruang bakar kamar muka

3. Ruang bakar turbulen

4. Ruang bakar lanova

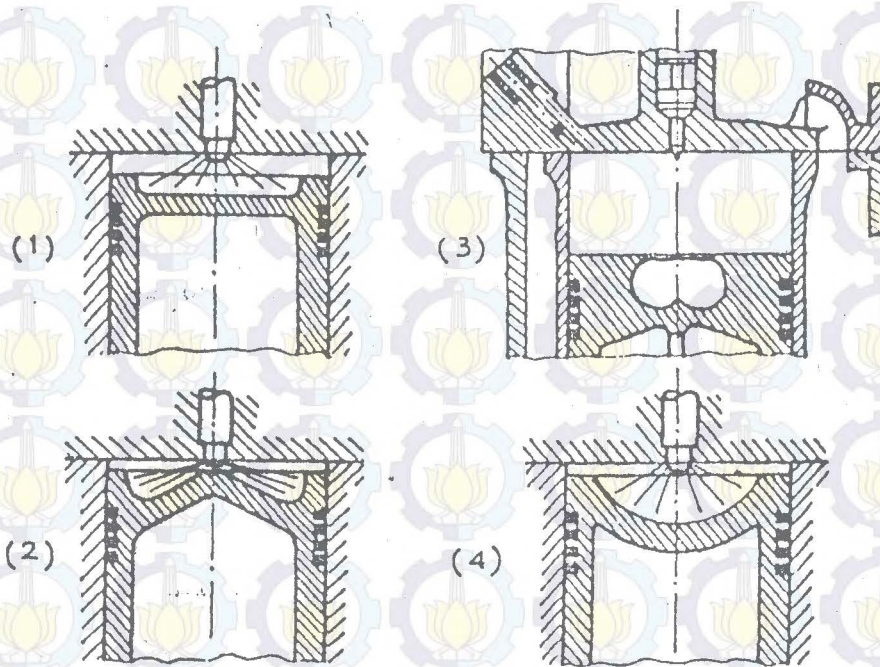
Sudah barang tentu jenis ruang bakar tersebut merupakan beberapa alternatif yang pemilihannya tergantung pada kecenderungan perancang untuk menonjolkan beberapa aspek yang menguntungkan secara teknis dan ekonomis dengan harapan dapat diperoleh hasil yang sebaik - baiknya.

### 3.2.1 RUANG BAKAR TERBUKA

Konstruksi ruang bakar ini meliputi ruangan antara kepala silinder, dinding silinder dan puncak torak, yang tidak terbagi - bagi dalam beberapa bagian.

Partikel bahan bakar harus dapat menerobos lapisan udara yang padat sampai dapat mencapai bagian yang terjauh dari penyemprot, akan tetapi jangan sampai menyentuh dinding silinder karena bahan bakar bisa merusak lapisan minyak pelumas. Hal terakhir ini dapat dicegah dengan jalan membuat tepi kepala torak yang tinggi. Karena kondisi ruang bakar tersebut, maka haruslah dipergunakan tekanan penyemprotan yang tinggi, yaitu antara 180 - 300 bar, bahkan kadang - kadang sampai 1500 - 2000 bar untuk unit yang besar.





Gambar 3.4 macam macam bentuk ruang bakar terbuka

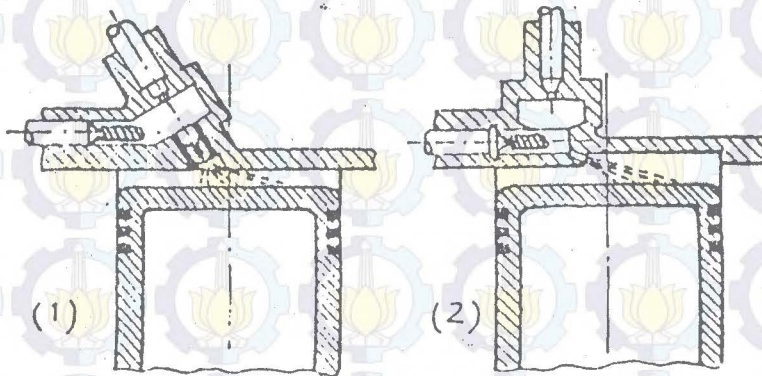
Ruang bakar terbuka tidak dapat menjamin pembatasan jumlah campuran bahan bakar dan udara yang telah ada di dalam silinder selama periode persiapan pembakaran atau usaha lain untuk memperpendek waktu persiapan pembakaran. Karena itu ruang bakar terbuka lebih cocok untuk motor diesel kecepatan rendah. Dan merupakan motor diesel yang ekonomis penggunaan bahan bakarnya berkisar antara 150 - 185 g/PS jam. Prestasinya sangat bergantung pada kondisi penyemprot bahan bakar yang digunakan.

## 1.2 RUANG BAKAR KAMAR MUKA

Ruang bakar jenis ini terdiri dari dua bagian



yaitu : kamar muka dan ruang bakar utama. Kamar muka adalah ruang kecil di sebelah ruang bakar utama mempunyai volume 30 % - 40 % dari volume ruang bakar total dan didalamnya ditempatkan penyemprot bahan bakar. Kedua ruangan tersebut dipisahkan oleh satu atau beberapa saluran sempit ( lihat gambar ).



Gambar 3.5 macam macam bentuk ruang bakar kamar muka

Menjelang akhir langkah kompresi bahan bakar mulai disemprotkan ke dalam kamar muka. Tetapi pembakaran kurang sempurna, oleh karena jumlah udara di dalam kamar muka itu terbatas, namun demikian kenaikan temperatur yang terjadi cukup besar, sehingga terdapat perbedaan yang besar pula antara kamar muka dan ruang bakar utama, akibatnya bahan bakar menyembur kedalam ruang bakar utama dengan kecepatan tinggi bersama sama dengan bahan bakar yang belum terbakar sempurna dan gas pembakaran yang bertemperatur tinggi. Setelah proses pembakaran itu berlangsung akhirnya tekanan di dalam kedua ruang bakar tersebut menjadi sama besar.



Dari keterangan diatas jelaslah, ruang bakar kamar muka tidak memerlukan penyemprot tekanan tinggi. Penyemprot yang digunakan biasanya jenis pasak dengan tekanan penyemprotan antara  $85 - 140 \text{ kg/cm}^2$ . Hal ini sangat menguntungkan karena harga penyemprot menjadi sangat murah dan bisa memakai jenis bahan bakar yang lebih bervariasi.

Pemakaian bahan bakar spesifik antara  $190 - 220 \text{ g/Ps jam}$ . Hal ini disebabkan luas permukaan pendinginan menjadi lebih besar, sehingga kerugian kalornya lebih besar pula sehingga kerugian energi terjadi pula karena sebagian energi dipergunakan untuk memasukkan udara kedalam kamar muka dan adanya kelambatan proses pembakaran.

Biasanya menghidupkan mesin (start) dalam keadaan dingin lebih sulit sehingga diperlukan alat pemanas khusus (glow plug). Laju kenaikan tekanan dalam periode pembakaran cepat pula berkisar antara  $2 - 3,5 \text{ (kg/cm}^2 / ^\circ \text{ sudut engkol)}$

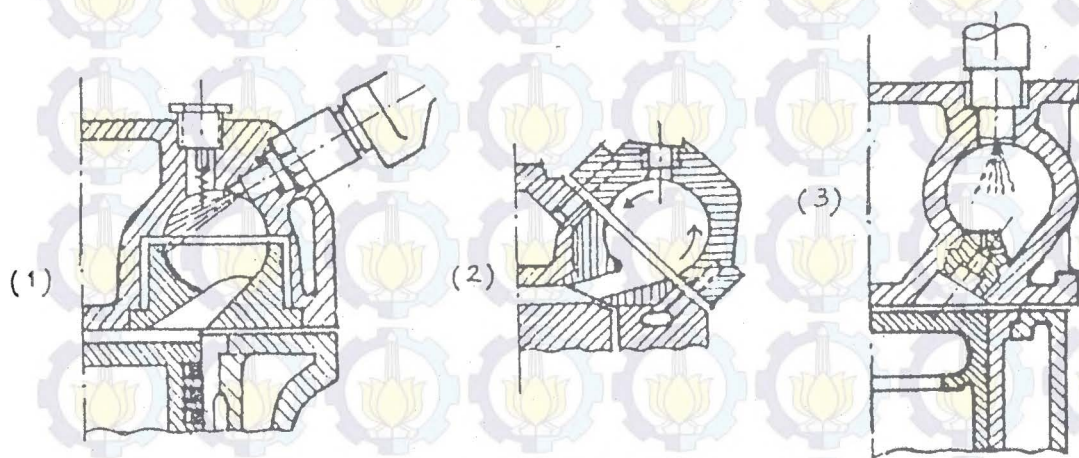
### 3.2.3 RUANG BAKAR KAMAR PUSAR

Ruang bakar ini juga terbagi dua bagian tetapi kamar turbulen bervolume antara  $80 - 90 \%$  dari volume sisa. Kedua ruang bakar tersebut dihubungkan dengan saluran yang agak besar. Pada langkah kompresi, udara dipaksa masuk kedalam ruang bakar turbulen sehingga terjadi gerak pusar.

Udara tersebut akan berputar makin kencang jika kecepatan torak bertambah tinggi. Bahan bakar disemprotkan



kedalam arus udara yang berputar didalam ruang bakar turbulen . Putaran udara itu turut membantu proses pengabutan dan pencampuran bahan bakar dengan udara, sehingga tidak memerlukan penyemprot tekanan tinggi.



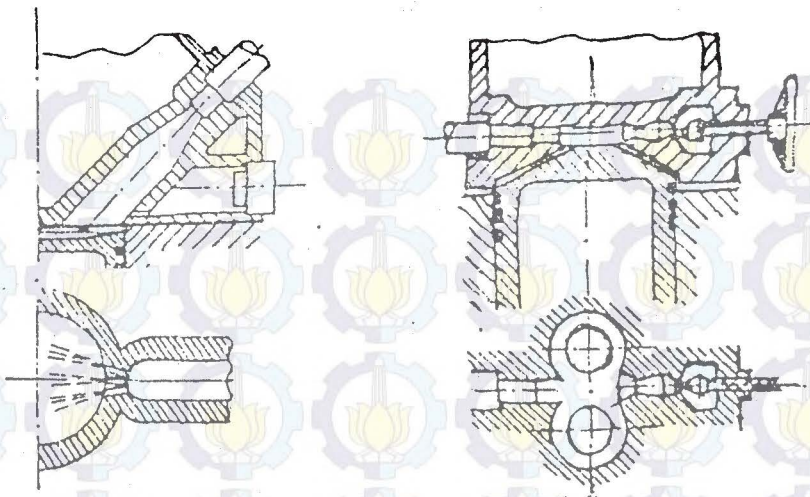
Gambar 3.5 beberapa jenis ruang bakar turbulen

Tekanan maksimum berkisar antara 60 - 70  $\text{kg/cm}^2$  , Laju kenaikan tekanan berkisar antara 2,5 - 4  $\text{kg/cm}^2$  tiap derajat sudut engkol . Pemakaian bahan bakar spesifiknya hampir mendekati ruang bakar terbuka antara 185 - 210  $\text{kg/PS jam}$

#### 3.2.4 RUANG BAKAR LANOVA

Prinsipnya hampir sama dengan ruang bakar kamar muka, perbedaannya hanya terletak pada posisi dari penyemprot bahan bakar terhadap ruang lanova, yaitu tidak didalam ruang lanova tetapi diluarnya.





Gambar 3.6 macam macam bentuk ruang bakar lanova

Kira - kira 60 % dari bahan bakar yang disemprotkan masuk ke dalam ruang Lanova yang bervolume 10 % dari volume sisa. Ruang lanova sendiri terbagi menjadi dua bagian yaitu ruang lanova besar dan kecil. Proses penyalaan pertama terjadi di dalam ruang bakar utama. Sementara penyemprotan bahan bakar masih berlangsung, terjadilah pembakaran di dalam ruang lanova kecil. Kenaikan tekanan yang terjadi menyebabkan bahan bakar yang belum terbakar sempurna tersembur keluar dari penyemprot. Maka terjadilah proses pencampuran yang lebih efektif, karena ruang bakar utama dibentuk sedemikian rupa yang dapat menyebabkan arus berputar.

Pada waktu torak mulai turun terjadilah perbedaan tekanan yang cukup besar antara ruang bakar lanova dan ruang bakar utama. Karena itu proses penyampuran bahan bakar dan gas dari ruang lanova ke ruang bakar utama berlangsung

dengan kecepatan lebih tinggi, sehingga diharapkan terjadi proses pembakaran yang lebih halus.

Penyemprotnya menggunakan nosel pasak dengan tekanan penyemprotan antara  $125 - 130 \text{ kg/cm}^2$  dengan sudut yang kecil, sebaiknya dengan bilangan setan yang tinggi. Bahan bakar lebih hemat dari pada ruang bakar kamar muka dan kamar turbulen, digunakan pada perbandingan kompresi yang lebih rendah  $13 - 15$  sehingga start lebih mudah. Baik digunakan pada beban dan kecepatan yang berubah ubah. Laju kenaikan tekanan pada periode pembakaran cepat antara  $2,4 - 12 \text{ kg/cm}^2$ . tekanan gas maksimum dapat mencapai  $120 - 160 \text{ kg/cm}^2$



### 3.3 HUBUNGAN INJEKTOR DAN RUANG BAKAR PADA SISTIM UNJEKSI

Persyaratan suatu injektor salah satunya adalah menyemprotkan (menginjeksi) bahan bakar kedalam ruang bakar untuk mendapatkan pembakaran yang baik . Guna memenuhi pembakaran yang baik tersebut antara injektor dan ruang bakar tersebut harus memiliki keserasian dalam hal bentuk dan karakteristiknya.

Sehingga untuk suatu injektor diharapkan dapat memenuhi tugas tugasnya yaitu :

- 1.Pengabutan (atomisasi) yang baik .
- 2.Pendistribusian bahan bakar yang merata.
- 3.Kapasitas bahan bakar yang diinjeksikan cukup.
- 4.Saat injeksi dan sudut penyemprotan yang tepat.

Sedangkan untuk suatu ruang bakar diharapkan juga dapat memenuhi tugasnya yaitu :

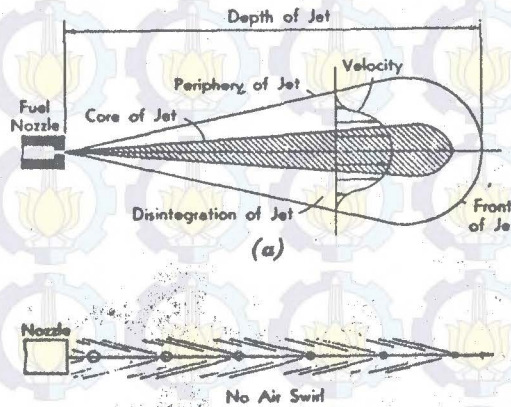
- 1.Menyediakan volume ruangan yang cukup.
- 2.Memberikan aliran turbulensi udara yang baik.

#### 3.3.1 Proses penyalaan semprot pada motor Diesel

Bahan bakar dengan tekanan tinggi disemprotkan kedalam ruang bakar pada saat langkah kompresi. Pancaran bahan bakar cair segera teratomisasi menjadi droplet droplet bahan bakar dengan ukuran yang berbeda .

Droplet yang berukuran besar terkumpul ditengah tengah membentuk suatu inti, sedangkan droplet yang relatip kecil berada diluarnya membentuk suatu selubung inti seperti pada gambar.





Gambar 3.3 Pancaran bahan bakar cair akibat tekanan injeksi yang tinggi.

Dengan demikian terdapat perbandingan bahannbakar dan udara yang sangat bervariasi yakni maksimum didalam inti dan minimum diluar inti (lapisan terluar selubung semprot bahan bakar)

Proses penyalaan dimulai dari beberapa tempat diselubung semprot, karena selain terlebih dahulu terjadi kontak dengan udara panas didaerah ini, terdapat juga campuran uap bahan bakar dan udara yang lebih sempurna sehingga campuran sudah dalam keadaan mudah terbakar.

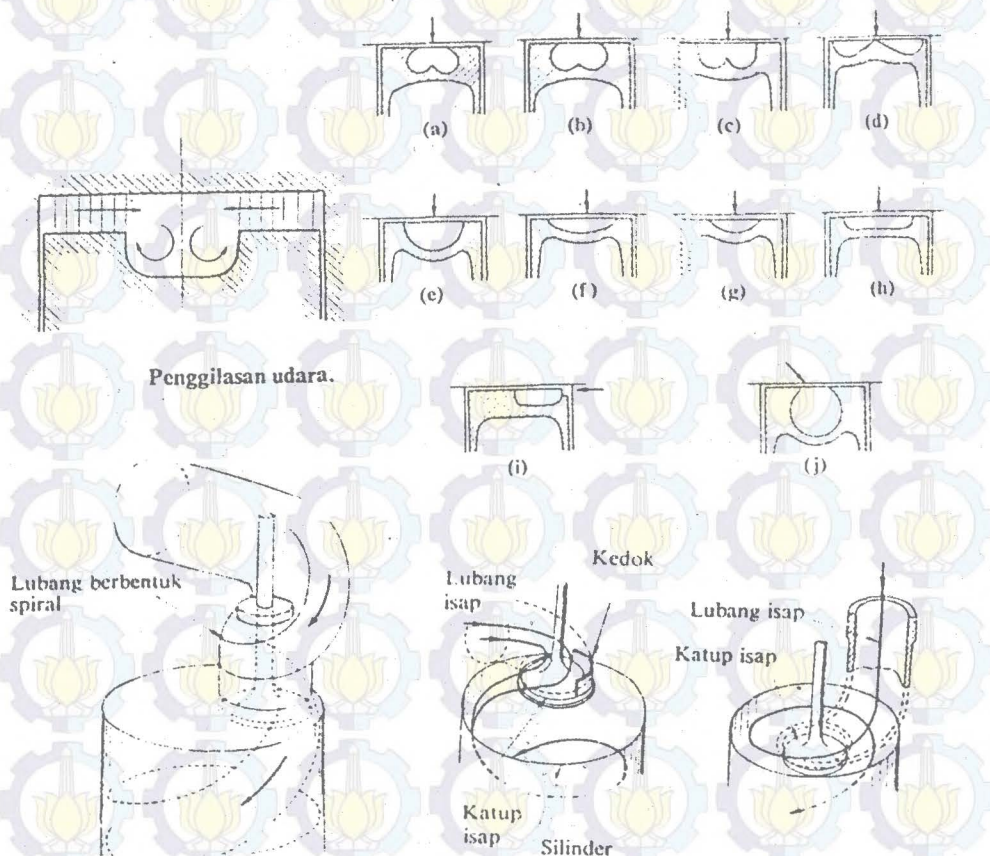
Apabila dalam ruang bakar terdapat udara yang bergerak atau turbulensi yang baik maka proses pembakaran bahan bakar akan dapat dipercepat. Hal ini terjadi karena atomisasi pancaran bahan bakar cair yang disemprotkan kedalam ruang bakar menjadi lebih lembut. Jadi pembakaran bahan bakar dalam bentuk semprot merupakan rentetan dari pembakaran droplet droplet.



### 3.3.2 Turbulensi aliran udara didalam ruang bakar

Masing masing tipe ruang bakar bisa dibentuk ruangan untuk mengadakan turbulensi aliran udara, baik ruang bakar terbuka yang biasa dipakai pada sistim injeksi langsung maupun ruang bakar terbagi pada sistim injeksi tak langsung.

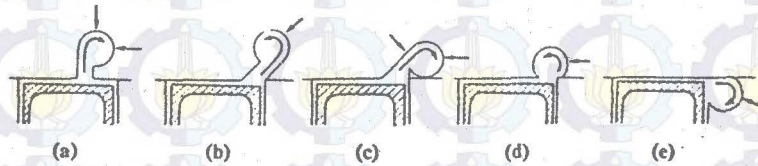
Pada ruang bakar terbuka pemberian ruang pusaran udara diberikan dikepala toraknya atau pada saluran masuk pada katup hisap.



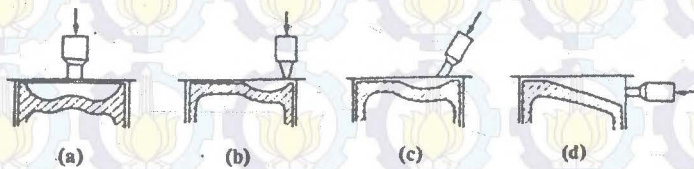
Gambar 3.4 Ruang pusaran udara pada ruang bakar terbuka

Sedangkan ruang pusaran udara pada ruang bakar kamar terbagi bisa dibuat pada kepala silindernya untuk tipe

ruang bakar kamar pusar. Sedangkan untuk ruang bakar kamar muka terdapat pada kepala silinder dan kepala toraknya.



Gambar. 3.5 Ruang pusar pada ruang bakar kamar pusar.



Gambar 3.6 Ruang pusar pada ruang bakar kamar muka

Diantara masing masing tipe ruang bakar diatas yang paling baik memberikan pusaran udara adalah ruang bakar kamar pusar. Disini campuran udara dan bahan bakar bisa dilakukan lebih baik sehingga untuk motor Diesel putaran tinggi adalah lebih cocok.

Namun arah penyemprotan masih harus ditetapkan dengan sebaik baiknya. Apabila injektor searah dengan arah pusaran seperti pada gambar 3.5 a) Pemakaian bahan bakar spesifik maupun asap yang dihasilkan lebih baik dan daya yang dihasilkan juga lebih besar. Tetapi start mesin lebih baik pada arah penyemprot yang berlawanan terhadap arah pusaran.



## BAB IV

### PEMBAHASAN MASALAH

#### 1. Perhitungan Thermodinamika

Untuk menyesuaikan hasil perhitungan dengan batas batas yang telah ditentukan terhadap kondisi lingkungan :

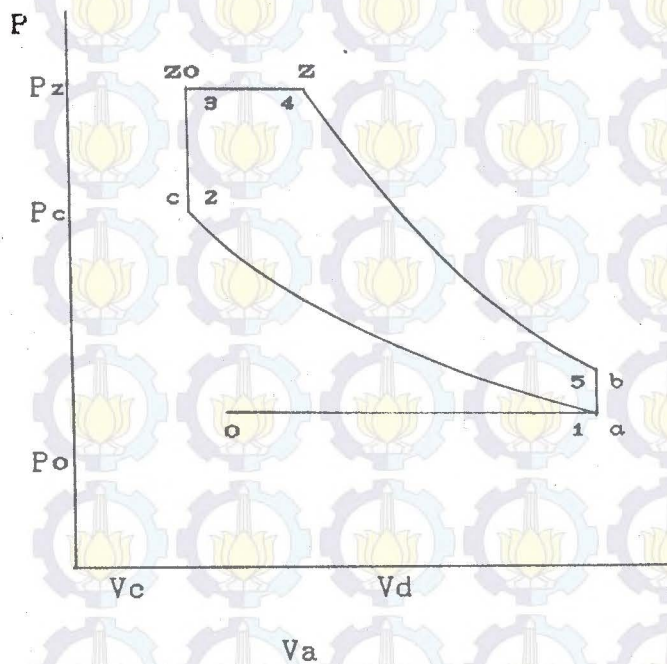
- Tekanan udara luar :  $P_o = 1 \text{ kg/cm}^2$
- Temperatur udara luar :  $T_o = 27^\circ\text{C} = 300^\circ\text{K}$
- Percepatan gravitasi :  $g = 9,8 \text{ m/s}^2$
- Spesifik gravitasi bahan bakar :  $\gamma = 0,84 \text{ pd } 60^\circ\text{F}$
- Viskositas bahan bakar :  $\nu = 4,5 \text{ cS}$
- Nilai kalor bahan bakar :  $Q = 10920 \text{ kcal/kg}$

Data mesin diesel yang dianalisa :

Tipe mesin	13B	3B
Sistem injeksi	Direct injection	indirect injection
jumlah silinder	4	4
Volume silinder	3431 cc	3431 cc
Diameter x langkah	102 x 105 mm	102 x 105 mm
Perbandingan kompresi	17,9 : 1	20 : 1
Daya/putaran max	100/3400 (ps/rpm)	98/3500 (ps/rpm)
Torsi max / rpm	24/2200 (kgm/rpm)	23/2200 (kgm/rpm)
Awal penyemprotan ( $^\circ$ )		
sebelum TMA	11 $^\circ$	14 $^\circ$
Jumlah langkah	4	4

## Siklus udara pada motor Diesel 4 langkah

Dalam masalah ini siklus udara yang paling sesuai adalah siklus Diesel 4 langkah sebagai idealisasi.



Gambar II.1 Siklus udara pada motor Diesel 4 langkah

### keterangan

- 0 --- 1 langkah pengisian udara
- 1 --- 2 langkah kompresi adiabatik
- 2 --- 3 pembakaran volume konstan
- 3 --- 4 pembakaran tekanan konstan
- 4 --- 5 langkah kerja (ekspansi adiabatik)
- 5 --- 1 langkah pembuangan volume konstan
- 1 --- 0 langkah pembuangan berikutnya



## 1. Proses pengisian (dititik a)

\* Temperatur awal kompresi (Ta).

$$T_a = \frac{T_o + \Delta t_w + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \text{ (K)}^\circ$$

\* Tekanan udara awal kompresi

$$P_a = 0,85 \text{ --- } 0,92 \text{ } P_o \text{ (atm)}$$

\* Effisiensi pengisian

$$\eta_{ch} = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \frac{P_a}{P_o} \frac{1}{T_a/T_o \cdot (1 + \gamma_r)}$$

## 2. Proses Kompresi

$k_1$  = eksponen adiabatik

$k_1$  dicari dengan persamaan :

$$A + B \frac{T_a(\epsilon^{k_1-1} + 1)}{k_1 - 1} = \frac{1,985}{k_1 - 1}$$

dimana  $n_1 = k_1 \pm (0,02 \text{ -- } 0,03)$

Mean molar isochoric heat capacity

$$M_{cv} = A + BT = 4,62 + 53 \cdot 10^{-5} T$$

untuk udara, nitrogen dan oksigen

$$\text{jadi } A = 4,62 \quad B = 53 \cdot 10^{-5}$$

Mean molar isobaric heat capacity

$$(mC_p)_g = (mC_v)_g + 1,985$$

$$= Ag + 1,985 + Bg \cdot T_z$$

Direct injection	indirect injection
$T_o = 300$	
$\Delta t_w = 15$	
$\gamma_r = 0,03$	sama
$T_r = 750$	
$T_a = 327,67$	
$P_a = 0,9$	0,9
$\epsilon = 17,9$	20
$\eta_{ch} = 0,824$	0,828
$A = 4,62$	
$B = 53 \cdot 10^{-5}$	
$k_1 = 1,3768$	1,3728
$n_1 = 1,3568$	1,3528

\* maka mean molar heat capacity

udara Volume konstan pd  $T_c$  :

$$(mC_v)_a = A_a + B_a.T_c$$

Tekanan ( $P_c$ ) dan temperatur ( $T_c$ )

$$P_c = P_a \epsilon^{n^1} \quad (\text{atm})$$

$$P_c = 45,1 \quad 51,8$$

\* Temperatur udara saat kompresi :

$$T_c = T_a \epsilon^{n^1-1} \quad (K^0)$$

$$T_c = 917,2 \quad 940,9$$

\* Temperatur pembakaran akhir. ( $T_z$ )  
 $\xi_z \cdot Q_1$

$$\frac{\alpha.L_o'(1+\gamma_r)}{\mu.(mC_p)g.T_z} + \left[ (mC_v)_a + 1,985.\lambda \right] T_c =$$

$$\xi_z = 0,85$$

$$Q_1 = 10920$$

$L_o'$  = kebutuhan udara teoritis

$$= \frac{O_2}{0,21} = \frac{1}{0,21} (C/12 + H/4 - O/32)$$

$$= 1/0,21 (0,85/12 + 1,14/4 - 0,01/32) =$$

$$L_o' = 0,475$$

$\gamma_r$  = koefisien gas bekas

$$= 0,03 \text{ --- } 0,04 \text{ utk diesel 4 tak}$$

$(mC_p)g$  = mean molar isobarik heat

capacity dari gas hasil pembakaran

$$(mC_p)_{CO_2} + (mC_p)_{H_2O} + (mC_p)_{O_2} + (mC_p)_N + \dots \quad (\text{mol})$$

$$M_{H_2O} = 0,07$$

$$M_{CO_2} = 0,078$$

$$M_{O_2} = 0,0698$$

$$M_{N_2} = 0,6378$$

$$M_g = 0,8486$$

$$C/12 + H/2 + 0,21(\alpha-1)L_o + 0,79(\alpha L_o) + \dots$$

$V$  = vol relatif gas pembakaran

$$V_{CO_2} = \frac{(mC_p)_{CO_2}}{\dots}$$

$$V_{CO_2} = 0,0835$$

Mean molar isochorik heat capacity

dari  $0^0$  s/d  $T_z$



$$(Mcv)_{CO_2} = A + BTz = 7,82 + 125 \cdot 10^{-5} Tz$$

$$(Mcv)_{H_2O} = 5,79 + 112 \cdot 10^{-5} Tz$$

$$(Mcv)_{O_2} = 4,62 + 53 \cdot 10^{-5} Tz$$

$$(Mcv)_{N_2} = 4,62 + 53 \cdot 10^{-5} Tz$$

koefisien mean molar isochorik

heat capacity gas hasil

pembakaran  $Ag + Bg Tz$  adalah

$$Ag = V_{CO_2}(7,82) + V_{H_2O}(5,79) + V_{O_2}(4,62) + V_{N_2}(4,62)$$

$$Bg = V_{CO_2}(1,25 \cdot 10^{-5}) + V_{H_2O}(1,12 \cdot 10^{-5}) + V_{O_2}(53 \cdot 10^{-5}) + V_{N_2}(53 \cdot 10^{-5})$$

Jika didapat  $(Mcv)_g = Ag + Bg Tz$

$$(Mcp)_g = (Mcv)_g + 1,985 \quad (\text{kkal/mol}^\circ K)$$

$$L' = \alpha L_o'$$

$$\mu = \frac{\mu_o + \frac{\gamma r}{1 + \gamma r}}{\quad} \quad \text{dimana } \mu_o = -\frac{Mg}{L}$$

$$Pz = \lambda P_o \quad (\text{atm})$$

\* Preliminary expansion ratio ( $\rho$ )

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \cdot \frac{Tz}{T_o}$$

\* Proses Ekspansi

\* Degree ekspansi total ( $\delta$ )

$$\delta = \frac{\epsilon}{\rho}$$

\* Eksponen politropis ( $n_z$ )

$$Ag + Bg \cdot Tz \left( 1 + \frac{1}{\delta^{n_z - 1}} \right) = \frac{1,985}{n_z - 1}$$

$$V_{H_2O} = 0,0825$$

$$V_{O_2} = 0,0823$$

$$V_{N_2} = 0,7571$$

$$Ag = 4,932$$

$$Bg = 63,86 \cdot 10^{-5}$$

$$Mcv_a = 5,106 \quad 5,12$$

$$L' = 0,8075$$

$$\mu_o = 1,051$$

$$\mu = 1,049$$

$$Tz = 2216,74 \quad 2144,14$$

$$\lambda = 2 \quad 1,5$$

$$Pz = 90,2 \quad 77,7$$

$$\rho = 1,267 \quad 1,58$$

$$\delta = 13,73 \quad 12,578$$

$$kz = n_z$$

$$n_z = 1,283 \quad 1,284$$

\* Tekanan gas akhir ekspansi (Pb)

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} \quad (\text{atm})$$

$$P_b = 6,54 \quad 6,147$$

\* Temperatur gas akhir ekspansi (Tb)

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \quad (^\circ\text{K})$$

$$T_b = 161,4 \quad 170,46$$

\* Indicated mean effective pressure

(pit) dapat ditentukan

$$P_{it} = \frac{P_c}{\epsilon - 1} \left\{ \lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{n_2 - 1} \right) - \left( 1 - \frac{1}{n_1 - 1} \right) \frac{1}{n_1 - 1} \right\} \quad (\text{kg/cm}^2)$$

$$P_{it} = 9,13 \quad 8,92$$

Koreksi mean indicated pressure (Pi)

$$P_i = (0,95 - 0,97) P_{it} \quad (\text{kg/cm}^2) \quad P_i = 8,765 \quad 8,57$$

\* Daya indikatif (Ni)

$$N_i = \frac{P_i V_d n_i}{0,9} \quad \text{untuk 4 tak} \quad (\text{Hp})$$

$$N_i = 113,59 \quad 111,05 \text{ Hp}$$

$$V_d = \text{volume displacement } m^3 \quad = 111,37 \quad 108,83 \text{ Ps}$$

n = putaran (rpm)

i = jumlah silinder

\* Efffisiensi mekanis  $\eta_m$

$$\eta_m = \frac{N_b}{N_i}$$

$$\eta_m = 0,852 \quad 0,845$$

Nb = daya break horse power

Ni = daya indikatif



Konsumsi bahan bakar spesifik (Sf)

$$Sf = \frac{318,4 \eta_{ch} P_o}{L' T_o P_i} \quad (g/hp-j)$$

$$Sf = 123 \quad 127$$

\* Momen torsi poros (T)

$$T = 9,74 \cdot 10^2 \quad N_b / n \quad (kg/m)$$

$$T = 21,48 \quad 21,05$$

$$\text{dimana : } N_b = B_{hp} \quad (kw)$$

$$n = \text{putaran (rpm)}$$

$$\text{catatan : } 1Hp = 0,98 Ps$$

$$1Ps = 0,75 kw$$

$$1Hp = 0,735 kw$$

# \* PERENCANAAN SPESIFIKASI NOZZLE

- Data data untuk :

	direct injection	indirect injection
Bhp	102 HP	100 HP
Putaran mesin	3400 rpm	3500 rpm
SFOC g/Hp-jam	123	127
Saat injeksi ( <sup>o</sup> ) engkol	11 <sup>o</sup>	14 <sup>o</sup>
Tekanan min ruang bakar	45,1 kg/cm <sup>2</sup>	51,8
Tekanan max ruang bakar	90,2 kg/cm <sup>2</sup>	77,7
Tekanan injeksi min	200 kg/cm <sup>2</sup>	115
Tekanan injeksi max	500 kg/cm <sup>2</sup>	250
Berat spesifik bahan bakar	0,84 kg/l	0,84
Putaran pompa injeksi	1700 rpm	1750
# Saat lamanya injeksi		
$t = \frac{\theta}{60} \frac{60}{360} n \quad (s)$	$t = 5,4 \cdot 10^{-4}$	$6,66 \cdot 10^{-4}$
# Kebutuhan bahan bakar tiap silinder per siklus		
$Q = \frac{Bhp \cdot SfoC}{n \cdot 60 \cdot t}$	$0,057 \text{ kg/s} =$ $4,788 \cdot 10^{-2} \text{ cm}^3/\text{s}$	$0,052$ $4,37 \cdot 10^{-2}$
# Perbedaan tekanan minimum		
$\Delta P1 = Prb1 - Pinj1$	154,9 kg/cm <sup>2</sup>	63,2
# Perbedaan tekanan maximum		
$\Delta P2 = Prb2 - Prb2$	409,8 kg/cm <sup>2</sup>	172,3



# # Tekanan rata rata

$$P' = (\Delta P_2 + \Delta P_1) / 2$$

$$282,35 \text{ kg/cm}^2$$

$$117,75$$

# # Perbandingan tekanan min

$$P_{inj1} / P_{rb1}$$

$$2,22$$

$$1,48$$

# # Perbandingan tekanan max

$$P_{inj2} / P_{rb2}$$

$$11,1$$

$$24,826$$

# # Rata rata perbandingan tekanan

$$6,65 \text{ kg/cm}^2$$

$$3,15$$

# # coefisien of discharge (Cd)

$$= 0,75 \text{ untuk } P_1/P_2 = 10$$

$$= 0,81 \text{ untuk } P_1/P_2 = 5$$

$$\text{jadi untuk } P_1/P_2 = 6,65$$

Cd didapat dengan interpolasi

$$Cd = 0,81 + \frac{(6,65-5)(0,81-0,75)}{10-5}$$

$$0,79$$

$$0,87$$

# # Luas permukaan throat

dicari dengan persamaan :

$$At = Q / Cd \sqrt{2 \rho g (P_1/P_2)}$$

$$\rho = 0,84 \text{ kg/ltr}$$

$$4 \text{ lubang}$$

$$1 \text{ lubang}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$3,346 \cdot 10^{-3} \text{ cm}^2$$

$$3,6 \cdot 10^{-3}$$

$$1 \text{ lubang}$$

$$0,8365 \cdot 10^{-3} \text{ cm}^2$$

$$3,6 \cdot 10^{-3}$$

# # Diameter throat (d)

$$d = \sqrt{A/\pi}$$

$$0,326 \text{ mm}$$

$$0,67 \text{ mm}$$

## BAB V

### TINJAUAN EKONOMIS

Dalam perencanaan suatu motor diesel disamping memperhitungkan kebutuhan daya ,putaran ,dimensi ,keterandalan , perawatan , perbaikan , mutu serta umur dari pada mesin tersebut , yang tidak kalah pentingnya adalah harga , baik harga beli awal maupun biaya operasional yang semua ini diperhitungkan dalam nilai uang.

Sebagai pemakai mesin , tidak ada salahnya kita ikut mempertimbangkan biaya tersebut dengan tujuan untuk memperoleh keuntungan yang sebesar besarnya disamping kebutuhan teknisnya terpenuhi.

Dalam hal ini pertimbangan ekonomisnya dititik beratkan pemilihan mesin ditinjau dari penggunaan sistim injeksi dari mesin tersebut . yang nantinya berkaitan dengan harga perangkat sistim injeksi dan konsumsi bahan bakar selama selam operasional.

Pertimbangan biaya disini tidak hanya bertitik tolak pada biaya awal saja tetapi harus juga mempertimbangkan biaya dari segi perawatan , perbaikan dan biaya operasionalnya.

#### V.1 PERTIMBANGAN BIAYA

Sebelum mangadakan pembelian tentunya kita melakukan pemilihan mesin yang sesuai dengan kebutuhan yang kita inginkan .Setelah itu kita menentukan beberapa



alternatif untuk melakukan pemilihan dari berbagai merk mesin yang tersedia dipasaran ,hal ini diperlukan pengalaman guna mendapatkan kualitas yang baik dari suatu mesin.

Tidak lepas dari prinsip ekonomi dalam pemilihan mesin adalah mencari harga yang seminimal mungkin dan mendapatkan barang yang sebaik mungkin kualitasnya.

Pertimbangan harga disini tidak hanya bertitik tolak pada biaya awal saja ,harus juga mempertimbangkan biaya dari segi perawatan,perbaikan dan biaya operasional.

Suatu contoh mesin A dan mesin B memiliki kesamaan dalam hal dimensi torak ,silinder dan secara keseluruhan relatif sama.tetapi harga kedua mesin tersebut tidak sama hal ini disebabkan mesin A memakai sistim injeksi langsung sedang mesin B memakai sistim injeksi tak langsung.

Sistim injeksi langsung memakai injektor tipa ketup jarumdengan tekanan penyemprotan lebih tinggi ,lubang nosel lebih kecil biasanya jumlah lubang lebih dari satu maka tentunya bahan material lebih kuat dan pembuatan lebih rumit sehingga lebih mahal, dibandingkan mesin dengan injeksi tak langsung.

Perbedaan harga kedua mesin tersebut tidak begitu jauh karena meskipun mesin A sistim injeksinya lebih mahal namun mesin B konstruksi ruang bakarnya juga lebih rumit sehingga agak mahal dan mesin B memerlukan alat pemanas awal (glow plug)untuk mempermudah start jika mesin pada keadaan dingin.



## V.2 PERAWATAN DAN PERBAIKAN

Perawatan sistim injeksi yang terpenting adalah terletak pada suply bahan bakarnya, bahan bakar yang disuply harus benar benar bersih dari kotoran dan debu, harus bisa mengalir dengan lancar tanpa mengalami hambatan seperti adanya gelembung udara yang ikut dalam aliran bahan bakar atau adanya debu dan kotoran sehingga diperlukan penyaring dan pompa yang baik.

Jika suply bahan bakar tersebut dapat terjamin baik dan perawatan juga dilakukan dengan tertib maka tidak akan terjadi kerusakan pada sistim injeksi.

Perawatan yang baik adalah tiap pemakaian 1 bulan sekali harus dibersihkan dan dilakukan pengujian tekanan arah penyemprotan, jarak penetrasi dsb.

Umumnya biaya perawatan injektor adalah sama tidak dilihat dari tipe injektornya tetapi diperhitungkan dalam :

- waktu pembongkaran dan perbaikan
- alat yang digunakan pembongkaran dan perbaikan
- kesulitan dalam pembongkaran
- jumlah orang yang diperlukan

## V.3 BIAYA OPERASIONAL

Biaya operasional disini dimaksudkan adalah banyaknya bahan bakar yang dibutuhkan selama mesin bekerja dan berapa kebutuhan air untuk pendinginan.

Untuk perhitungan tersebut harus memperkirakan berapa umur dari pada mesin tersebut kemudian dikalikan biaya bahan bakar yang dibutuhkan dan diasumsikan



dipakai pada kebutuhan daya yang sama, kemudian dibandingkan dengan harga beli semula dan dipilih mana yang lebih ekonomis.

#### V.4 PERHITUNGAN EKONOMIS

- asumsi :

- Umur mesin sama : 25 tahun
- Biaya perawatan dan perbaikan : Rp 15.000,-
- Jam operasi sama : 1 bulan 2x
- Harga solar / liter : Rp 250,-
- Density : 0,84

*catatan : jika disiapkan 2 mesin untuk pemakaian , yang satu untuk cadangan dan pemakaian direncanakan secara bergantian tiap 1/2 bulan untuk perawatan. jadi jam pemakaian selama 25 tahun =  $25/2 \times 365 \times 24 = 109.500$  jam*

# Data data mesin pembanding	direct injection	indirect injection
- tipe mesin	13B	3B
- Sfoc (kg/Hp-j)	0,123	0,127
- Harga beli (Rp)	16.212.000	14.445.000
- Bhp (Hp)	102	100

\* Biaya operasional untuk mesin 13 B (direct injection) :

$$= \frac{100 \text{ Hp} \times 109.500 \text{ jam} \times 0,123 \text{ kg/Hp-j} \times 250}{0,84}$$

$$= \text{Rp } 400.848.214,3 \text{ ---}$$

\* Biaya operasional untuk mesin 3B (indirect injection)

$$= \frac{100 \text{ Hp} \times 109.500 \text{ jam} \times 0,127 \text{ kg/Hp-j} \times 250}{0.84}$$

$$= \text{Rp } 413.883.928,6 \text{ ---}$$

\* Jadi biaya operasional mesin 3B jauh lebih mahal dari mesin 13B dengan selisih Rp 13.035.714,3 --- dan selisih ini jauh lebih besar dibandingkan selisih harga beli awal yaitu Rp 1.767.000,---, jadi jelas mesin 13B menguntungkan.



## BAB VI

### KESIMPULAN

- 1) Dari hasil perhitungan diatas dapat diketahui bahwa untuk memperoleh pencampuran bahan bakar dan udara yang baik pada motor diesel putaran tinggi yang menggunakan sistim injeksi langsung dengan nosel katup jarum harus dipilih berdasarkan pengabutan (atomisasi), distribusi dan penetrasi bahan bakar didalam silinder, yaitu dengan jalan memperbanyak jumlah lubang, memperkecil diameter lubang, menambah tekanan injeksi dan memperbaiki arah penyemprotan dalam batas batas yang optimum.
- 2) Sistim injeksi langsung dengan injektor katup jarum baik dipakai pada motor diesel putaran tinggi dan putaran rendah.
- 3) Pemakaian sistim injeksi langsung dengan injektor katup jarum pada motor diesel putaran tinggi ternyata lebih unggul, dalam hal daya yang dihasilkan, pemakaian bahan bakar lebih hemat, efisiensi mekanis dan efisiensi thermis lebih baik.
- 4) Pemakaian sistim injeksi tak langsung dengan nosel pasak baik dipakai pada mesin putaran lebih tinggi, getaran dan kebisingan lebih kecil.

5) Dengan pemilihan sistim injeksi langsung dapat diambil beberapa keuntungan meliputi.

- Bahan bakar hemat dan tenaga lebih besar
- Total luas ruang bakar lebih kecil sehingga kerugian panas dari udara yang ditekan lebih kecil , dan efisiensi termis lebih besar.
- Konstruksi kepala silinder lebih sederhana karena tidak ada ruangbakar tambahan.
- Kemampuan start lebih baik karena efisiensi panas lebih baik , pembakaran dapat terjadi pada perbandingan kompresi yang lebih rendah , sehingga tidak perlu starter yang kuat , juga karena kemampuan pembakarannya baik, tidak diperlukan pre-heating.
- Oli mesin lebih bersih ,karena pada mesin injeksi tak langsung karbon melekat kedinding silinder pada saat proses pembakaran berlangsung dari ruang bakar tambahan ke ruang bakar utama. Ini menyebabkan oli kotor , Sedangkan pada diesel injeksi langsung pembakaran terjadi pada ruang bakar diatas piston carbon yang masuk kedalam oli sedikit , sehingga oli tetap bersih.
- Karena efisiensi termal yang baik ,panas yang diserap air pendingin kecil .



## DAFTAR PUSTAKA

- 1) " Introduction to fluid mechanic " Third edition by Robert W.Fox and Alan T.Mc Donald.
- 2) " Mekanika fluida " untuk jurusan teknik permesinan kapal oleh Ir.Orianto Bse.
- 3) " The Diesel Engine" by L.V.Armstrong and J.B. Hartman New york ,macmilan company 1959
- 4) "Marine internal combustion engine" by Petrovsky MIR Publiser , Moscow.
- 5) " Internal combustion engine " Theory and design , by Maleev , Mc. Graw Hill Book Company
- 6) " Combustion engine process" by Lester C.L.Lichty Mc Graw Hill Book Company , 1967
- 7) " Thermodinamika terpakai,teknik uap dan panas " oleh S.K.Khulshrestha , New Delhi
- 8) " Motor Diesel putaran tinggi " oleh Prof.Ir Wiranto Arismunandar MSME , ITB Bandung
- 9) " Penggerak mula motor bakar torak " oleh Prof.Ir Wiranto Arismunandar MSME , ITB Bandung
- 10) " Materi pelajaran engine group " Toyota - Astra Motor
- 11) " Internal Combustion Engine and air polution " by Edward F. Obert , Third edition 1973
- 12) "A Course Internal Combustion Engine " BY. Mathur M.L. and Sharma R.P. , Nai sarak ,Delhi 1980.

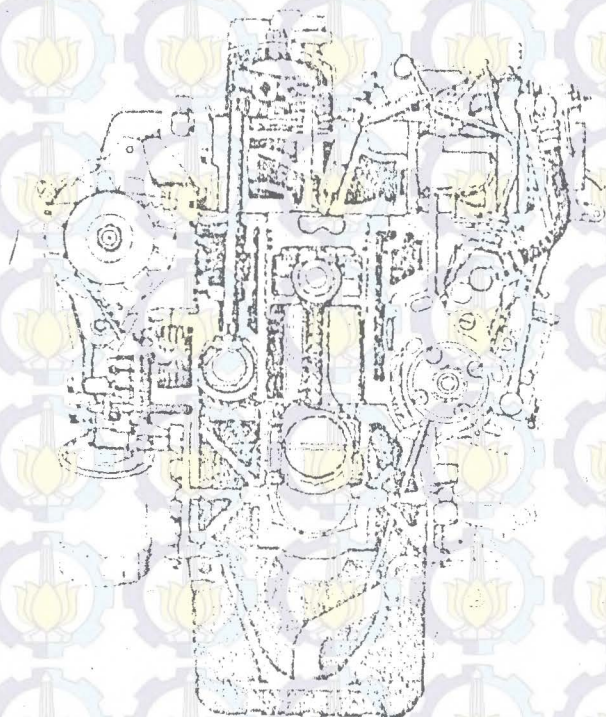


Mesin Diesel 13B.

Mesin Diesel 13B adalah tipe injeksi langsung ( Direct Injection ), 4 langkah, 4 silinder, yang dibuat berdasarkan mesin Diesel 3B, untuk memperoleh efisiensi bahan bakar yang lebih baik dan respons yang lebih cepat.

Spesifikasi Utama :

Mesin		13B	3B
Item			
Jumlah silinder		4, segaris	←
Volume silinder (cc)		3431	←
Diameter x langkah (mm)		102 x 105	←
Ruang bakar		Direct Injection	Swirl Chamber
Perbandingan Kompresi		17,9 : 1	20 : 1
Max. Power	JIS, PS/rpm	100/3400	93/3500
out put	SAE Net (Kw/rpm)	63/3400	63/3500
Max	JIS, Kg.m/rpm	24/2200	25/2200
torque	SAE Net ( Nm )	211/2200	206/2200



Mesin 13B



Mesin 3B

$$\frac{1}{2} = 0.5$$

$$10 = 10$$